

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra výrobních strojů a konstruování**

**Zařízení pro využití tepelného odpadu  
z procesů tepelného zpracování materiálu**

**Arrangement for Thermal Waste  
Utilization of Heat- treating Processes**

Student: Bc. Jiří Kadlčík  
Vedoucí diplomové práce: Ing. Zdeněk Noga, CSc.

Ostrava 2010

## **Zadání diplomové práce**

**Student:** Bc. Jiří Kadlčík  
**Studijní program:** N2301 Strojní inženýrství  
**Studijní obor:** 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
**Specializace:** 20 Výrobní stroje a zařízení  
**Téma:** Zařízení pro využití tepelného odpadu z procesů tepelného zpracování materiálu  
Arrangement for Thermal Waste Utilization of Heat- treating Processes

### **Zásady pro vypracování:**

Při zpracovávání návrhu zařízení vycházejte z dostupných informací o provozu pecí pro tepelné zpracování materiálů. Konkretizaci proveďte pro pec se vsázkou 150t. V rámci řešení specifikujte možnosti měření, řízení a archivace průběhu veličin ovlivňujících celý teplo-směnný proces. Při návrhu zařízení využívejte 3-D modelování a vizualizace, při řešení teplotních a napětových polí v konstrukčních prvcích dostupný SW MKP. Pozornost věnujte návrhu teplo-směnné sekce zařízení, včetně možného využití principu tepelných trubíc.

### **Proveďte:**

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrženého zařízení a potřebnými výpočty ve členění – seznam požadavků, funkční, orgánová a stavební struktura.
2. Projekční návrh zařízení ve 3-D modelu.
3. Výrobní výkresovou dokumentaci teplo-směnné sekce zařízení.

min. 40 stran textu včetně max. 5-ti stran výtahu z Diplomového projektu – mimo přílohy, rozsah přílohy výkresové části min. 2 A0.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

HUBKA, V. *Konstrukční nauka*. Zürich: Heurista, 1995. 105s. ISBN 80-90 1135-0-8.

LITERÁRNÍ REŠERŠE – zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zdeněk Noga, CSc.**

Datum zadání: 11.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

**Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Kadlčík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

V. Outraty 13, Prostějov

## **Anotace diplomové práce**

Kadlčík, J. Zařízení pro využití tepelného odpadu z procesů tepelného zpracování materiálu. Ostrava: Katedra výrobních strojů a zařízení, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 52 s. Diplomová práce, vedoucí Ing. Zdeněk Noga, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem konceptu využití tepelného odpadu z tepelného zpracování materiálu pomocí tepelných trubíc. Jelikož je tato technologie v počátcích průmyslového využití, jsou v práci zpracovány teoretické podklady, závislosti a podmínky pro použití tepelných trubíc.

Teoretické podklady jsou konkretizovány výpočtem pro zadané parametry a celkový návrh zařízení je realizován ve 3D modeláři.

## **Annotation of thesis**

Kadlčík, J. Arrangement for Thermal Waste utilization of Heat – treating Processes. Ostrava: Department of Production Machines and design, VŠB – Technical university Ostrava, 2010, 52 p. Thesis, head: Ing. Zdeněk Noga, CSc.

Master's thesis deals with the concept of utilization of waste heat material processing using heat pipes. This technology is in early industrial use, so the work is based on processing theoretical bases, dependence and conditions of using heat pipes.

The theoretical basis are concretized by the calculation for a given arguments and the general concept of the equipment is realized in 3D modelers.

## Obsah:

1	Úvod .....	11
1.1	Cíl práce.....	11
2	Rešerše.....	12
2.1	Heat pipe.....	12
2.1.1	Princip.....	13
2.1.2	Konstrukce.....	14
2.2	Rekuperace tepla .....	15
2.2.1	Rozdělení rekuperátorů .....	15
2.3	Rekuperátor s tepelnými trubicemi .....	17
2.4	Závěr rešerše.....	18
3	Specifikace požadavků .....	19
3.1	Tepelné požadavky .....	19
3.2	Konstrukční požadavky .....	19
3.3	Ekonomické požadavky.....	19
3.4	Ekologické a bezpečnostní požadavky .....	19
4	Seznam funkcí .....	20
4.1	Základní funkce .....	20
4.1.1	Schopnost dosáhnout požadovaného tepelného toku zařízením.....	20
4.1.2	Regulace výkonu zařízení.....	20
4.1.3	Odolnost vůči vysokým teplotám .....	20
4.1.4	Odolnost vůči kondenzované vodě.....	20
5	Základní rozvaha řešení.....	21
5.1	Seznam orgánů naplňujících funkce navrhovaného zařízení .....	21
5.2	Morfologická tabulka .....	21
5.3	Hrubá stavební struktura navrhovaného zařízení .....	22
5.4	Ekonomická rozvaha .....	23
6	Výpočet rekuperátoru .....	24
6.1	Množství odebíraného tepla z pece .....	24
6.2	Tepelný tok rekuperátorem.....	24
6.2.1	Teplený tok jednotlivými sekcemi .....	24
6.2.2	Hmotnostní tok spalin.....	25
6.2.3	Výpočet tlakových ztrát rekuperátoru .....	28
6.2.4	Výpočet součinitele přestupu tepla.....	31
6.3	Výpočet celkových rozměrů rekuperátoru .....	32
6.3.1	Sekce 1 – draslík.....	33
6.3.2	Sekce 2 – Rtuť .....	34
6.3.3	Sekce 3 – Flutec PP9 .....	35
6.3.4	Sekce 4 – voda.....	36
6.3.5	Sekce 5 – voda.....	37
6.3.6	Konečné stanovení rozměrů .....	37
6.4	Kondenzace vodní páry .....	38
6.4.1	Velikost jímky na kondenzát .....	38
6.5	Výpočet průtoku TUV a výsledné parametry.....	38
6.5.1	Výpočet průtoku v první sekci .....	39
6.5.2	Výpočet průtoku v druhé sekci.....	40
6.6	Výpočet délky trubic ve vodě.....	41
7	Kontrolní výpočty.....	42
7.1	Kontrola tepelných trubic .....	42

---

7.1.1	Draslíkové trubice .....	42
7.1.2	Rtuťové trubice .....	44
7.1.3	Trubice s Flutec PP9 .....	45
7.1.4	Trubice s vodou o tlaku 47 kPa .....	46
7.1.5	Trubice s vodou o tlaku 4,5 kPa .....	47
8	Optimalizační výpočty .....	49
8.1	Velikost rekuperátoru v závislosti na průměru a rozteči trubic .....	49
8.2	Závislost Reynoldsova čísla na průměru trubic .....	50
8.3	Rychlost spalin v závislosti na jejich objemu .....	52
8.4	Zhodnocení optimalizačních výpočtů .....	53
9	Závěr .....	54
10	Použité zdroje .....	55



**Seznam použitého značení a zkratk:**

a	výška kanálu	m
b	šířka kanálu	m
Cc	celková cena tepla	Kč
C <sub>GJ</sub>	cena za 1 GJ energie	Kč
c, c <sub>p</sub> , c <sub>stř</sub> , c <sub>i</sub>	měrná tepelná kapacita	kJ/kgK
d	průměr průtočného čteno průřezu	m
d <sub>tr</sub>	vnější průměr trubice	m
k	absolutní drsnost stěn	mm
L	délka kanálu	m
L <sub>v</sub>	výparné teplo	kJ/kg
m	hmotnost	t, kg
$\dot{m}_i$	hmotnostní tok sekcí	kg/s
$\dot{m}_k$	hmotnostní tok kondenzátu	kg/s
n <sub>d</sub>	počet cyklů za den	-
n <sub>pr</sub>	počet dní práce rekuperátoru	-
n <sub>r</sub>	počet trubice na řadu	-
n <sub>rad</sub>	počet řad trubice	-
P <sub>o</sub>	celkový objem tepla v peci	MJ
P <sub>IV</sub>	teplo z jedné vsázky	GJ
P <sub>i</sub>	tepelný tok jednotlivou sekcí	MW
P <sub>c</sub>	tepelný tok rekuperátorem	MW
Pr	Prandtlovo číslo	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
s	úhlopříčná rozteč trubice	mm
s <sub>1</sub>	vzájemná rozteč trubice	mm
S	plocha průřezu kanálu	m <sup>2</sup>
S <sub>o</sub>	obtékaná plocha rekuperátoru	m <sup>2</sup>
t <sub>1</sub>	počáteční teplota	°C
t <sub>2</sub>	koncová teplota	°C
t <sub>m</sub>	teplota média	°C
t <sub>t</sub>	teplota obtékaného tělesa	°C
U	obvod průřezu kanálu	m
v	rychlost proudění	m/s
V	objem	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	objemový průtok	m <sup>3</sup> /s
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta p_i$	tlaková ztráta	Pa
$\Delta t$	teplotní rozdíl	°C
$\varepsilon$	relativní drsnost stěn	-
$\varepsilon_n$	opravný součinitel počtu řad trubice	-
$\zeta$	součinitel vřazeného odporu	-
$\eta$	účinnost rekuperátoru	-

$\lambda$	součinitel tření (výpočet tlakových ztrát)	-
$\lambda$	tepelná vodivost spalin	W/mk
$\nu$	kinematická viskozita	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	hustota	kg/m <sup>3</sup>
$\tau_{ch}$	doba chlazení	h, min, s
$\Phi_{t1}$	absolutní vlhkost při počáteční teplotě	g/m <sup>3</sup>
$\Phi_{t2}$	absolutní vlhkost při koncové teplotě	g/m <sup>3</sup>
$\omega$	rychlost proudění	m/s

**Použité zkratky a cizí názvy:**

Heat pipe – tepelné trubice

TUV – teplá užitková voda

# 1 Úvod

Když před více než dvaceti lety padla železná opona, málokdo tušil, jaké to bude mít následky na těžký průmysl. Nyní po více než dvaceti letech svobody a konkurenčního boje je jasné, že v rámci snižování provozních nákladů firmy a tím následné udržování konkurenceschopnosti musí být věnována dostatečná pozornost.

Jednou z mnoha věcí, jak snižovat provozní náklady v těžkém průmyslu zpracovávajícím kovy, je rekuperace tepla z tepelných procesů. Jelikož instalovaný výkon pecí je v řádech Megawatt, následně řazené rekuperátory, popř. spalínové kotle nabývají velkých rozměrů.

Nově se pomalu začíná uplatňovat technologie tepelných trubic, která by měla v konečném důsledku zapříčinit zmenšení rozměrů rekuperátoru při zachování výkonu. Ovšem technologie se teprve začíná zkoušet v praxi a než se prosadí pro použití za vyšších teplot a vysokých výkonů, bude třeba překonat řadu technologických a konstrukčních problémů.

## 1.1 Cíl práce

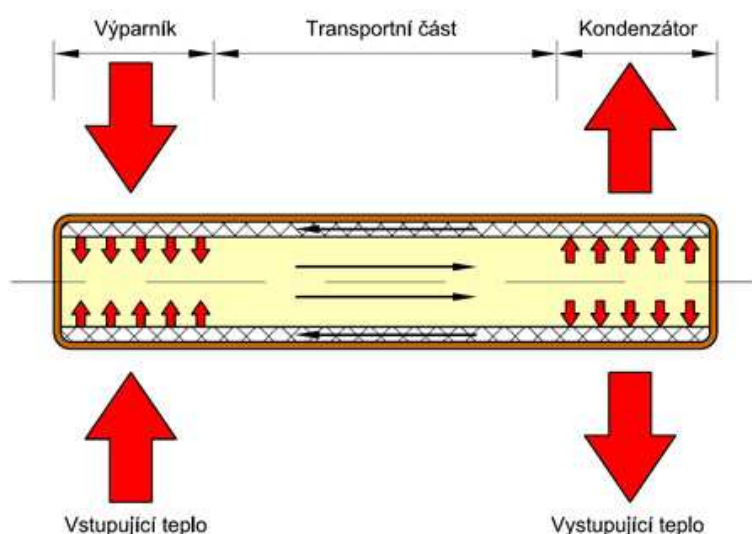
Cílem této práce je nastínit možný vývoj uplatnění tepelných trubic v průmyslových rekuperátorech velkých výkonů [řádově v Megawattech]. V práci se zaměřím především na charakteristiky systému použití tepelných trubic, jejich omezení, výhody a případná rizika použití této technologie.

## 2 Rešerše

Rešeršní část je rozdělena na dvě části, jelikož řešení práce vychází ze dvou témat. Jednak se zabývá chlazením pece a rekuperací tepla. Druhým požadavkem je použití technologie heat pipe pro přenos tepla a následné transformace do vody.

### 2.1 Heat pipe

Zdroj: [ 4 ]. Možná se budete divit, ale heat pipe není objevem nikterak novým. Jako první si ji nechal patentovat R. S. Gaugler již v roce 1942 (U.S. patent č. 2 350 348), aby byla využívána při chlazení ledových boxů. Další úpravu provedl v patentu 2 448 261 v roce 1945, kde použil knot (porézní materiál na vnitřním obvodu heat pipe), který měl velké póry na straně kondenzátoru a malé na straně výparníku. R. S. Gaugler si postupem času ještě patentoval několik dalších vylepšení svého vynálezu.



obr. 1 – schéma heat pipe

Heat pipe má v dnešní době řadu využití. Především se s ní setkáme v průmyslu, kde se vzhledem ke své obrovské tepelné vodivosti, která je až 1000 x větší než u měděné tyče stejných rozměrů, používá k chlazení výkonných elektrických motorů, plynových turbin, laserů, nukleárních reaktorů, raketových motorů apodobně. Nejvyšší tepelný tok, který byl u heat pipe naměřen, byl 15 000 wattů na plochu jednoho centimetru čtverečního průřezu. Jako pracovní médium bylo použito lithium o teplotě 1500°C.

Mnozí z nás se s heat pipe setkali před pár lety u chladičů na CPU a později i GPU, v kterých se v podstatě veškerá spotřeba elektrické energie přemění na teplo. Zpočátku, kdy byl zdrojem výkonu osobního počítače procesor řady XT nebo 80286, nebyl potřeba chladič žádný. Později se vzrůstající spotřebou procesorů se začaly používat chladiče pasivní, které však záhy přestaly dostačovat a nahrazovaly se chladiči aktivními. Dnes, kdy některé procesory mají spotřebu při zátěži až 145W viz. například měření na Xbitlabs, dochází dech i obyčejným aktivním chladičům. U těch lze chladičový výkon zvětšit přestupní plochou, což má za následek nejen velké rozměry a to, že se nevejdou jen tak do nějaké počítačové skříně, ale i velkou hmotnost a příliš by mechanicky namáhaly základní desku. Hlavním důvodem je, že když chcete udělat delší žebra na chladiči, musíte je i zesílit, aby byl se teplo dostalo až na konec žeber. V opačném případě by došlo k tomu, že teplota na konci žeber by byla nízká a nedocházelo by tam prakticky k žádnému přestupu tepla.

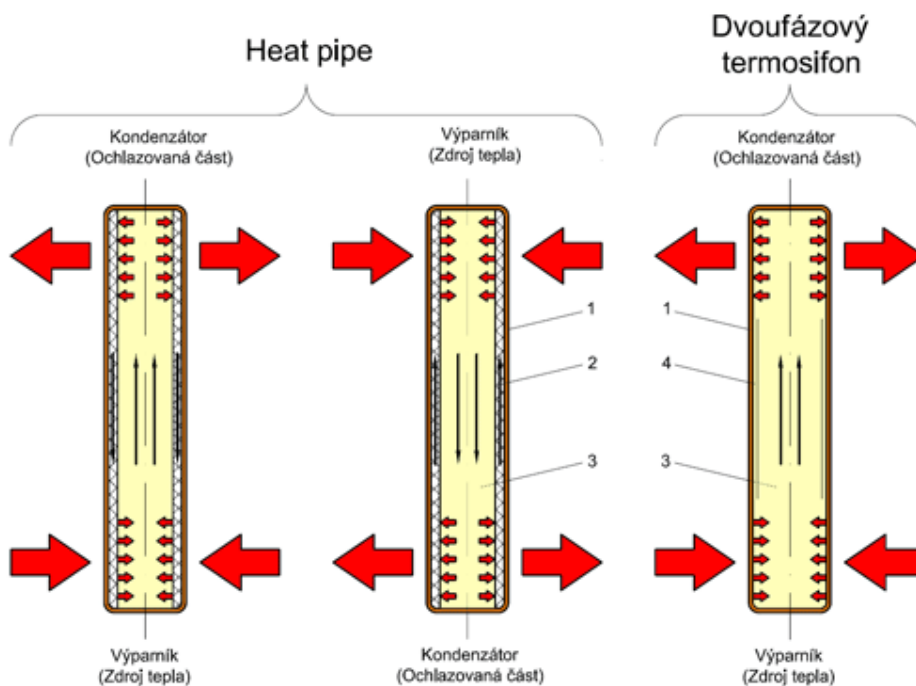
### 2.1.1 Princip

Heat pipe slouží k přenosu tepla z jednoho místa na druhé za pomoci par pracovní látky. Pracuje na velmi jednoduchém principu. Jde o hermeticky uzavřený kovový válec, který je naplněn tekutinou. Na jednom konci je zasazený do zdroje tepla a na druhém do chladiče. Po dosažení teploty, na kterou je nastaven, se začne pracovní látka (čpavek, voda.....) odpařovat a proudí směrem k ochlazovanému místu, kde kondenzuje. Proud par se dává do pohybu na základě rozdílných tlaků v místě výparníku (tlak vyšší) a v místě kondenzátoru (tlak nižší). Návrat kondenzátu zpět ke zdroji tepla je zajištěn kapilárními silami v porézním materiálu, který kondenzát v podstatě "nasává" zpět ke zdroji tepla. To heat pipe umožňuje, aby pracovala v poloze, kdy je kondenzátor níže než výparník. Dnešní porézní materiály dokáží nasát kondenzát zpět k výparníku až z hloubky 40 centimetrů.



Obr. 2 – průřez tepelnou trubicí

Často se můžete setkat (především na internetu) s dvoufázovým termosifonem, který je mylně označován jako heat pipe. Pracuje na stejném principu, konstrukčně se však liší v tom, že nemá porézní materiál po obvodu nebo jiné zařízení, které by zajistilo návrat kondenzátu k výše položenému výparníku. Jeho pracovní poloha je tedy omezena tím, že kondenzátor musí být vždy ve vyšší poloze než výparník, aby páry po zkapalnění stekly zpět do výparníku.



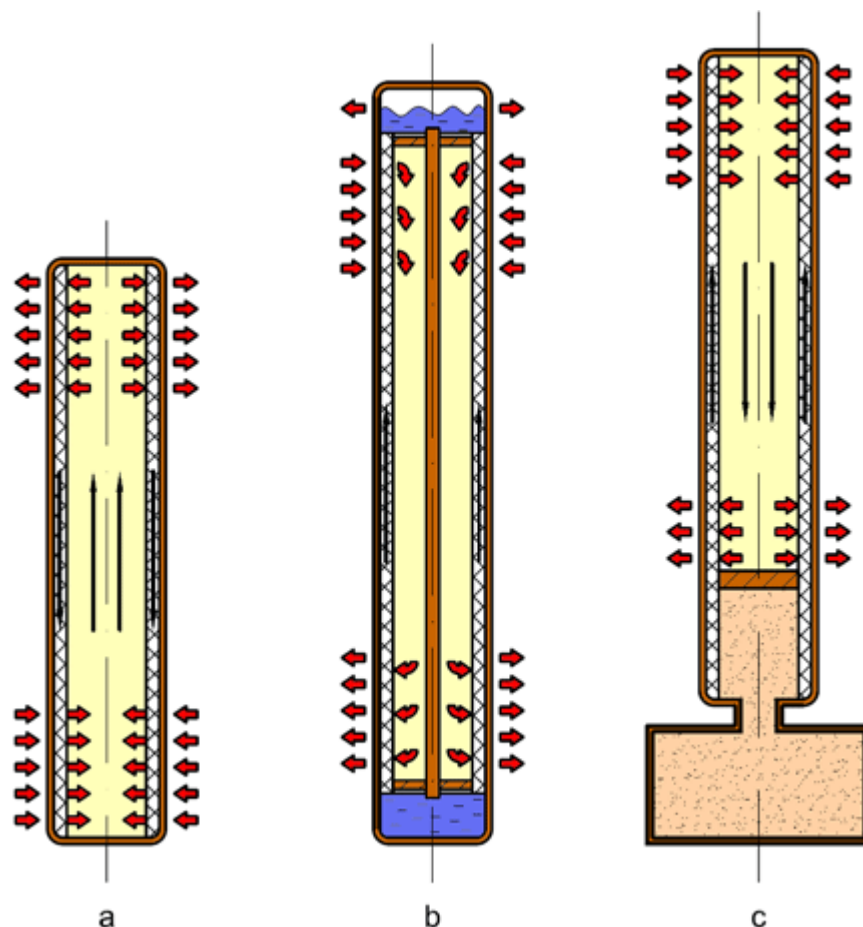
Obr. 3 – základní druhy principu tepelných trubic

Legenda:

1. Kovový hermeticky uzavřený válec
2. Porézní materiál se vzlínající látkou
3. Prostor naplněný párami pracovní látky
4. Vnitřní strana válce se zkapalňovanou stékající pracovní látkou

### 2.1.2 Konstrukce

Konstrukčně se heat pipe liší hlavně podle způsobu dopravy kondenzátu pomocí kapilárních sil zpět k výparníku. Dále podle použité pracovní látky, či podle toho zda jsou regulované nebo neregulované. Některé z konstrukčních řešení jsou naznačeny na schématu.



obr. 4 – druhy konstrukce heat pipe

Legenda:

- a) Základní heat pipe
- b) Heat pipe s hlavou a systémem artérií
- c) Plynem kontrolovaná heat pipe, nazývaná též heat pipe s proměnnou vodivostí. Při vzrůstu teploty dojde ke zvětšení objemu plynu, který dá do pohybu píst, jenž zmenší přestupnou plochu z kondenzátoru do chladiče.

Pozn.: V mé diplomové práci jsem se rozhodl použít typ heat pipe nazývaný dvojité termosifon. Má jednodušší konstrukci, není omezený vlastnostmi porézních materiálů.

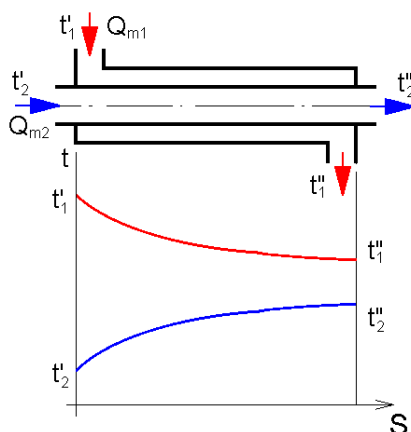
## 2.2 Rekuperace tepla

Jedná se o nepřerušované využívání tepla látky odváděné z energetického zařízení k ohřívání druhé látky (např. vody pro vytápění). Chlazená látka je oddělena od ohřívané kovovou nebo keramickou stěnou dle typu rekuperátoru. [ 10 ]

### 2.2.1 Rozdělení rekuperátorů

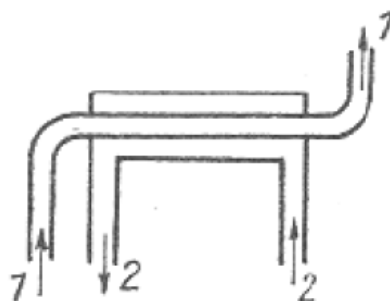
#### a) podle proudění v zařízení

- souproudé



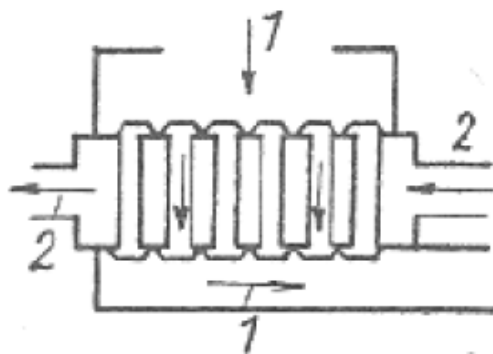
Obr. 5 – Souproudý rekuperátor

- protiproudé



Obr. 6 – Protiproudý rekuperátor

- křížové



Obr. 7 – Rekuperátor se zkříženými proudy

**b) podle hlavního konstrukčního materiálu**

Kovové rekuperátory – vyrábějí se z šedé litiny, uhlíkové oceli a také z různých speciálních slitin dobře odolávajících vysokým teplotám.

Kovové rekuperátory mají tyto přednosti:

- Vyšší součinitel přestupu tepla
- Není třeba stavět sopouchy (kouřové kanály), poněvadž se kovové rekuperátory dají snadno umístit na pec, nebo vedle pece nad úrovní podlahy provozovny
- Velká těsnost, zejména u rekuperátorů, jejichž články jsou navzájem svařeny. To umožňuje používat v kovových rekuperátorech většího tlaku ohřívaného vzduchu (nebo plynu).
- Je možno využít tepla odcházejících spalin s poměrně nízkou teplotou, přibližně 500°C až 600°C.

K nevýhodám patří:

- Malá odolnost proti vysokým teplotám, což způsobuje kratší životnost

Keramické rekuperátory se skládají z článků vyrobených ze šamotu, karborundu a karbošamotu.

Přednost keramických rekuperátorů:

- je, že jich lze spolehlivě používat v provozních podmínkách, kdy se vzduch ohřívá na teplotu vyšší než 500°C až 700°C.

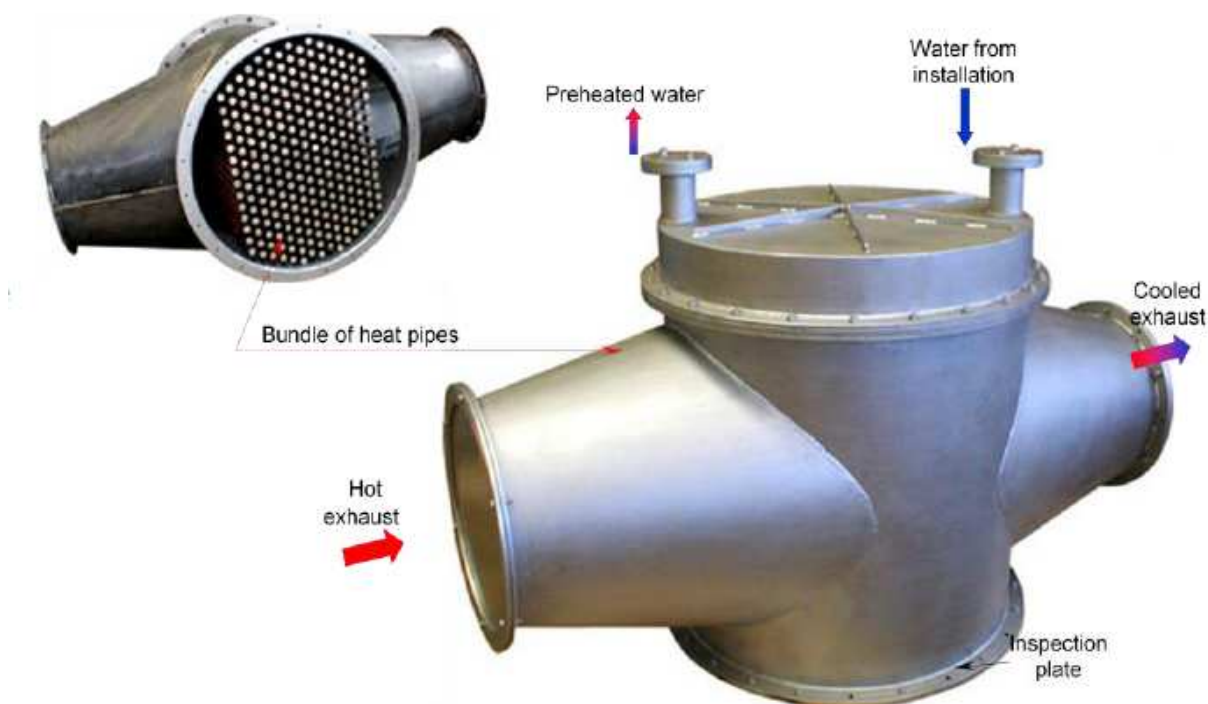
Nevýhody:

- Překračuje-li teplota spalin při vstupu do rekuperátoru 1300°C a obsahují-li spaliny mnoho popílku, dochází k zestruskování keramických článků a činnost rekuperátoru se rychle zhoršuje.
- Malá těsnost, pronikání vzduchu do kouřových kanálů rekuperátoru způsobuje pokles teploty spalin, pokles tahu komínu a pokles výkonu pecního agregátu.
- Vůbec nelze používat keramických rekuperátorů k ohřevu plynu a také k ohřevu vzduchu v pecích vytápěných mazutem



### 2.3 Rekuperátor s tepelnými trubicemi

Jediný dnes provozovaný rekuperátor tepla s tepelnými trubicemi v ČR se nachází ve Vítkovicích.



Obr. 8 – rekuperátor s využitím tepelných trubic z Vítkovic

#### Parametry zařízení:

Vstupní teplota spalin:	420°C
Výstupní teplota spalin:	140°C
Vstupní teplota vody:	70°C
Výstupní teplota vody:	130°C
Tlak vody v okruhu:	16 bar
Průtok spalin:	6000 m <sup>3</sup> /h

#### Rozměry:

průměr výměníku:	1100 mm
výška	1800 mm
váha:	2,2 t

#### Trubice:

materiál:	žáruvzdorná uhlíková oceli
rozměry	trubka 28 x 2,5 mm
výparná délka trubice:	1700 mm
kondenzační délka trubice:	100 mm
počet trubic:	550 (dle prospektu, z obrázku je počet cca poloviční)

## **2.4 Závěr rešerše**

Ačkoliv je princip heatpipe známý již několik desetiletí, pořád není tato technologie využita. V poslední dekádě se toho na poli energetiky a využití headpipe odehrálo hodně, ale pořád je zde velký prostor pro další vývoj, zejména pro průmyslové využití.

Průmyslové rekuperátory se uplatňují již několik desítek let, zejména pak začaly nabývat na významu při značném růstu energií v poslední době. Za vše mluví postoj firem, které nenabízejí téměř žádné katalogové rekuperátory. Jedná se totiž o velkou investici a je třeba mít rekuperátor na míru pro svoje potřeby, který vykazuje nejlepší možné parametry.

Pro moji diplomovou práci z výše uvedené rešerše vyplývá několik faktů. Použití heatpipe v průmyslových rekuperátorech velkých výkonů bude nová záležitost, která podle dostupných informací není nikde v provozu (vyjma testovacího provozu ve Vítkovicích). Výhoda tohoto postupu by měla spočívat ve značném rozměrovém zmenšení výsledného rekuperátoru a ve zvýšení jeho účinnosti. Další podmínkou, která by měla pomoci teoretickému řešení prosadit se do praktického použití je modifikovatelnost zařízení a to jak cestou různých vstupních a výstupních teplot, tak i celkového výkonu rekuperátoru.

### **3 Specifikace požadavků**

Před samotným detailním řešením problému je třeba upřesnit požadavky, aby řešení bylo co nejkonkrétnější a zabývalo se danou problematikou. Pro lepší přehled jsem seřadil požadavky na zařízení do několika kategorií.

#### **3.1 Tepelné požadavky**

- dosáhnout požadovaný tepelný tok rekuperátorem
- dosáhnout požadované účinnosti transformace tepla do TUV
- zajistit plynulý a regulovatelný transport TUV do a ven ze zařízení
- regulovatelnost a kontrolovatelnost vstupních a výstupních parametrů

#### **3.2 Konstrukční požadavky**

- jednoduchá konstrukce
- snadná opravitelnost a modifikovatelnost zařízení
- nekorodující materiály
- žáruvzdorné a žáropevné materiály
- dlouhá životnost

#### **3.3 Ekonomické požadavky**

- nízké pořizovací náklady
- nízké provozní náklady
- ekonomická údržba
- co nejvyšší produkce TUV – ziskovost
- levná likvidace zařízení

#### **3.4 Ekologické a bezpečnostní požadavky**

- zabránění úniku kondenzované vody do odpadních vod
- zabránění úniku náplní tepelných trubic – zejména Rtuti
- zajištění stěn zařízení před nebezpečím popálenin obsluhy a údržby

## 4 Seznam funkcí

Funkce a vlastnosti jsem rozdělil na dva druhy. A to na primární funkce a doprovodné vlastnosti vycházející z konstrukce.

### 4.1 Základní funkce

Jedná se o vlastnosti, bez kterých by zařízení nebylo schopné provozu, nedosahovalo požadované účinnosti nebo dokonce ohrožovalo životní prostředí.

#### 4.1.1 Schopnost dosáhnout požadovaného tepelného toku zařízením

Jedná se o naprosto zásadní vlastnost, která určuje výkon zařízení. Je ovlivněna několika parametry. V první řadě to je teplosměnná plocha rekuperátoru, výparné teploty náplní tepelných trubíc a také součinitelem přestupu tepla. Všechny parametry jsou v počáteční fázi návrhu velmi snadno ovlivnitelné. Optimalizace zařízení je proto velmi jednoduchá, zejména při použití výpočtových programů (postačí Microsoft Excel).

#### 4.1.2 Regulace výkonu zařízení

Samotná regulace zařízení spočívá ve dvou možnostech:

- a) regulace zvýšením  $\Delta t$  – změnou náplní se může částečně regulovat výkon. Chceme-li zvýšit výkon, instalujeme více trubíc s náplní, která dosahuje varu při nižší teplotě. Je-li z jakéhokoli důvodu požadován opak, provede se analogický postup.
- b) regulace zvýšením rychlosti spalín – proudí-li spaliny rychleji, geometricky roste součinitel přestupu tepla, což zvyšuje výkon. Nezanedbatelné také je, že zařízením projde více spalín, které předávají teplo tepelným trubícím. Regulace rychlosti spalín je velmi snadná, protože řízení ventilátoru frekvenčním měničem je zcela běžná záležitost.

#### 4.1.3 Odolnost vůči vysokým teplotám

Při teplotách kolem 1000°C je většina materiálů méně odolná korozi a má nesrovnatelně menší pevnost. Proto bude třeba zejména v nejteplejších částech zařízení navrhnout žárovevné a žáruvzdorné nerez oceli. V chladnějších sekcích bude vhodnější měď, která je odolná vůči korozi a velmi dobře vede teplo.

#### 4.1.4 Odolnost vůči kondenzované vodě

Jelikož budou spaliny procházející rekuperátorem nasyceny vodními parami, bude docházet k jejich kondenzaci. Ke kondenzaci bude docházet ve studenějších sekcích pod 200°C. Tyto sekce budou mít odtokové kanálky pro kondenzující vodu, která bude putovat zpět do pece a dále cirkulovat v procesu do jeho ukončení.

Kondenzovaná voda ze spalín bude mírná kyselina, proto je nutné před vypuštěním do odpadu vodu neutralizovat.

## 5 Základní rozvaha řešení

Ze zadaných parametrů (množství oceli v peci, počáteční a koncová teplota chlazení, doba chlazení) lze vypočítat základní hodnoty, ze kterých budu vycházet. Veškeré výpočty budu provádět v programu Microsoft Excel. Tento program umožní jednoduchý přepočet výsledných hodnot při změně vstupních parametrů a také eliminuje možné chyby ve výpočtech.

Pro lepší přehled o zařízení jsem vypracoval hrubou stavební strukturu zařízení, která je barevně rozlišena podle teploty spalin uvnitř zařízení. Stavební struktura je pouze hrubá a s pozdějším rozpracováním se může změnit. Hrubý koncept ovšem zůstane zachován.

### 5.1 Seznam orgánů naplňujících funkce navrhovaného zařízení

tab. 1

	funkce	orgán zajišťující funkci
1	tepelný tok	tepelné trubice
2	průtok spalin	regulovatelný ventilátor
3	odolnost vůči vysokým teplotám	žáropevná ocel
4	odolnost proti korozi	nerez ocel, měď
5	doprava vody do zařízení	čerpadlo
6	doprava vody pro syčení spalin	čerpadlo
7	zachycování kondenzované vody	jímka

### 5.2 Morfologická tabulka

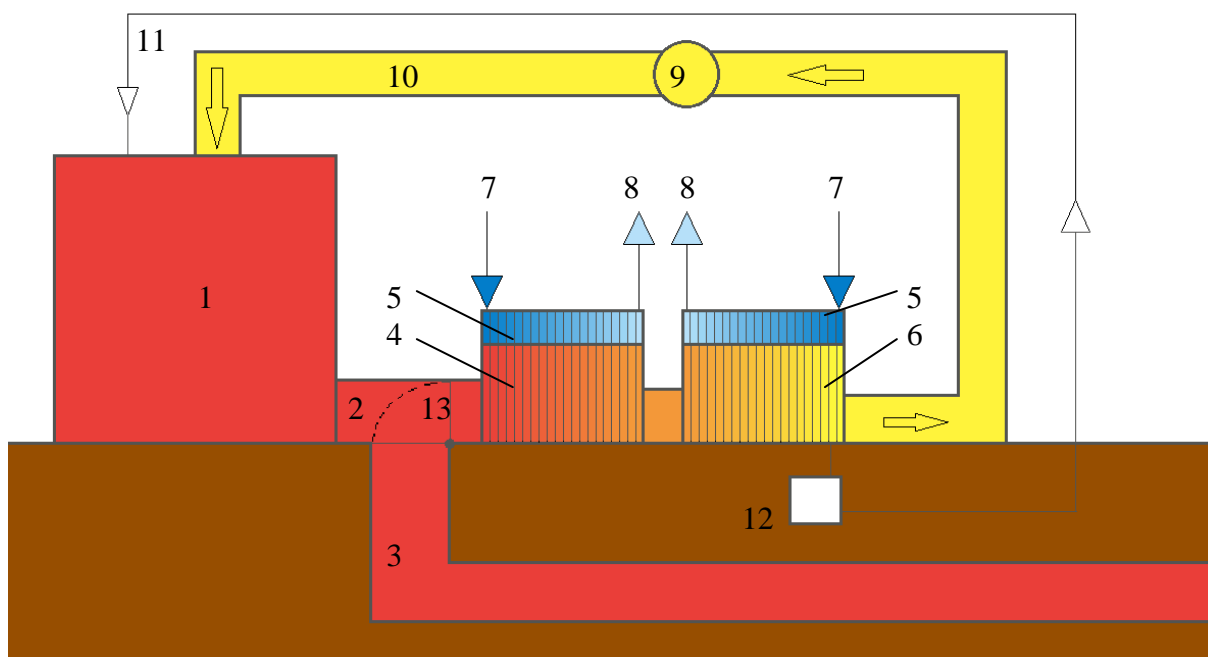
V tabulce jsou naznačeny možnosti řešení daného problému. Ve sloupci 1 je použité řešení, ve zbylých dvou zavrhnuté možnosti.

tab. 2 – morfologická tabulka

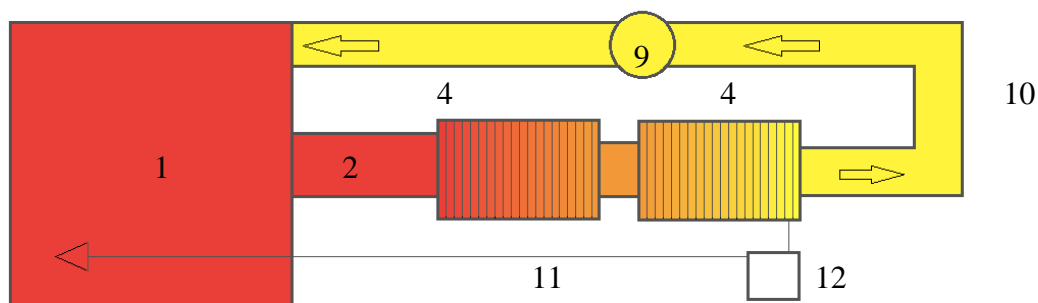
	funkce	orgán		
		1	2	3
1	přívod horkých spalin do zařízení	z odvodu	zvláštním odvodem	několika menšími odvody
2	chlazení spalin na požadovanou teplotu	křížovým rekuperátorem	souproudým rekuperátorem	protiproudým rekuperátorem
3	transformace tepla do TUV	tepelnými trubicemi	spalinový kotel	litinový rekuperátor
4	doprava TUV do zařízení	v potrubí	hadicemi	kombinace
5	doprava chladicí vody do pece	potrubím	hadicí	
6	cyklus kondenzované vody	uzavřený	otevřený	
7	zachycování kondenzované vody v zařízení	do jímky	do odpadu	
8	doprava spalin přes výměník	ventilátorem za výměníkem	ventilátorem mezi sekcemi	ventilátorem před výměníkem

### 5.3 Hrubá stavební struktura navrhovaného zařízení

Obr. 9a – Bokorys



Obr. 9b – Půdorys



Legenda:

- 1 – pec
- 2 – odtah
- 3 – odtah do komína
- 4 – chlazená část výměníku
- 5 – ohřívaná část výměníku
- 6 – chlazená část výměníku, kde dochází ke kondenzaci
- 7 – vstup užitkové vody
- 8 – výstup teplé užitkové vody (TUV)
- 9 – ventilátor
- 10 – potrubí s chladnými spaliny zpět do pece
- 11 – potrubí s chladicí vodou
- 12 – jímka na kondenzát
- 13 – hradítko

## 5.4 Ekonomická rozvaha

Rekuperátor je poměrně velká investice, vyžadující řadu technických změn okolo samotné pece. Aby se investiční peníze vrátily, je nutné se zamyslet nad několika faktory:

- pořizovací náklady
- provozní náklady
- předpokládané využití rekuperátoru (množství využitého tepla za rok)
- účinnost rekuperátoru
- návratnost investice

Jako poslední a nejdůležitější parametr jsem uvedl návratnost investice. Ta samozřejmě závisí na několika proměnných, z nichž ne všechny lze investorem ovlivnit. Pomineme-li pokles výroby, který postihnul v posledních letech prakticky celou výrobní sféru nejen v Evropě, měl by negativní vliv i na náš rekuperátor. Ten by ztratil na ročním chladicím výkonu a jeho návratnost by se prodloužila. Také cena energie je proměnná, proto zde uvedu pouze orientační výpočet, skládající se zejména z předpokládaného provozu a z něho získaného tepla.

Vstupní hodnoty:

Počet dní za rok, ve kterých bude rekuperátor pracovat:	$n_{pr} = 360$ dní
Cena za 1 GJ energie (orientační):	$C_{GJ} = 600$ Kč
Množství tepla z jedné vsázky:	$P_{lv} = 63$ GJ
Počet cyklů za jeden pracovní den:	$n_d = 2$ cykly
Účinnost rekuperátoru	$\eta = 0,8$
Celková cena využitého tepla rekuperátorem	$C_c = ?$ [Kč]

$$C_c = n_{pr} \cdot C_{GJ} \cdot Q_{lv} \cdot n_d \cdot \eta = 360 \cdot 600 \cdot 63 \cdot 2 \cdot 0,8 = 21772800 \text{ Kč} \quad (1)$$

Pro představu je v tabulce 3 uveden roční výkon rekuperátoru v korunách ročně v závislosti na dvou nejvíce se měnících parametrech (počet chladicích cyklů za rok a cena energie).

tab. 3

cena energie	cyklů ročně						
	200	300	400	500	600	700	730
400	4032000	6048000	8064000	10080000	12096000	14112000	14716800
450	4536000	6804000	9072000	11340000	13608000	15876000	16556400
500	5040000	7560000	10080000	12600000	15120000	17640000	18396000
550	5544000	8316000	11088000	13860000	16632000	19404000	20235600
600	6048000	9072000	12096000	15120000	18144000	21168000	22075200
650	6552000	9828000	13104000	16380000	19656000	22932000	23914800
700	7056000	10584000	14112000	17640000	21168000	24696000	25754400
750	7560000	11340000	15120000	18900000	22680000	26460000	27594000
800	8064000	12096000	16128000	20160000	24192000	28224000	29433600

Pozn.: Ve zvýrazněném řádku tabulky je orientační cena energie pro jako 2010.

Pro srovnání s jinými rekuperátory je lepší uvést výkon v Korunách na tunu ochlazeného materiálu.

Tab. 4

Kč/tuna	110	123	137	151	165	178	192	206	220
cena energie [Kč/GJ]	400	450	500	550	600	650	700	750	800

## 6 Výpočet rekuperátoru

Samotný výpočet celého zařízení se skládá z několika jednoduchých rovnic. Výpočet je i přesto zdoluhavý a složitý, proto jsem použil pro výpočet Microsoft Excel.

### 6.1 Množství odebíraného tepla z pece

Je závislé na množství materiálu v peci a jeho měrné tepelné kapacitě. Velmi důležitým parametrem je také rozdíl teplot, kterých chceme za dobu chlazení dosáhnout. Pro zjednodušení výpočtu zde uvádím 200 tun oceli. Záměrně vynechávám teplo, které se bude chlazením pece uvolňovat i z vyzdívky. Vzhledem k objemu oceli se jedná o minimální hodnotu téměř neovlivňující celý výpočet. 150 tun je vlastní vsázka a 50 tun je váha vozíku, díky němuž je možné navézt vsázku do pece. Do této hodnoty je také započtena hmotnost dalších komponent, jako jsou např. rošty, na kterých je nakladena vsázka.

Vstupní hodnoty

Množství oceli	$m = 200 \text{ t}$
Měrná tepelná kapacita oceli	$c = 0,45 \text{ kJ/kg.K}$
Počáteční teplota chlazení	$t_1 = 1000^\circ\text{C}$
Koncová teplota chlazení	$t_2 = 300^\circ\text{C}$
Celkový objem tepla v oceli	$P_o = ? \text{ [MJ]}$

$$P_o = m \cdot c \cdot (t_1 - t_2) = 200 \cdot 0,45 \cdot (1000 - 300) = \underline{\underline{63000 \text{ MJ}}} \quad (2)$$

Pozn.: Při orientační ceně za teplo 600 Kč/GJ se jedná o teplo za 40000 Kč na jednu vsázku.

### 6.2 Tepelný tok rekuperátorem

Při požadavku lineárního průběhu teploty po celou dobu chlazení lze velmi jednoduše vypočítat tepelný tok rekuperátorem.

Vstupní hodnoty

Celkový objem tepla v oceli	$P_o = 63000 \text{ MJ}$
Doba chlazení	$\tau_{ch} = 10 \text{ hod (600 min., 36000 s)}$
Tepelný tok rekuperátorem	$P_c = ? \text{ [MJ/hod, MJ/min, MJ/s]}$

$$P_{ch} = \frac{P_o}{\tau_{chh}} = \frac{63000}{10} = 6300 \text{ MJ / hod}$$

$$P_{cm} = \frac{P_o}{\tau_{chm}} = \frac{63000}{600} = 105 \text{ MJ / min} \quad (3)$$

$$P_{rc} = \frac{P_o}{\tau_{chs}} = \frac{63000}{36000} = 1,75 \text{ MJ / s} \Rightarrow 1,75 \text{ MW}$$

#### 6.2.1 Tepelný tok jednotlivými sekcemi

Rekuperátor jsem se rozhodl rozdělit na několik sekcí v závislosti na teplotě vypařování jednotlivých náplní tepelných trubíc. Pro dosažení většího tepelného spádu je každá sekce počítána na chlazení spalin na teplotu o 15 – 50 °C vyšší než je teplota vypařování daného média. Pro jednodušší konstrukci a levnější výrobu jsou všechny média v trubcích pod atmosférickým tlakem (až na výjimku vody v posledních dvou sekcích, kde už není teplota vysoká, a zvýšené pevnostní nároky na trubice nejsou větším problémem, tím je ovšem výroba tepelných trubíc).



**Tab. 5 – Jednotlivá pracovní média a jejich vlastnosti**

médium	Počáteční a koncová teplota v sekci [°C]	Výparné teplo média [kJ/kg]	Bod varu [°C] p = 101325 Pa
Draslík	1000 → 800	1962	774
Rtuť	800 → 400	295	361
Flutec PP9	400 → 200	75,5	160
Voda	200 → 100	2500	80 (47,41 kPa)
Voda	100 → 50	2500	35 (5,63 kPa)

Pro počáteční teoretické výpočty bude rekuperátor rozdělen na pět sekcí. Každá bude odebírat ze spalín příslušný tepelný tok podle určených počátečních a koncových teplot

Vstupní hodnoty:

Celkový tepelný tok rekuperátorem  $P_r = 1,75 \text{ MJ/s}$

Celková teplota schlazení spalín  $\Delta t = 950^\circ\text{C}$

Tepelný tok jednotlivými sekcemi  $P_i = ? \text{ [MW]}$

$$P_D = \frac{\Delta t_D}{\Delta t} \cdot P_r = \frac{200}{950} \cdot 1,75 = 0,3684 \text{ MW}$$

$$P_R = \frac{\Delta t_R}{\Delta t} \cdot P_r = \frac{400}{950} \cdot 1,75 = 0,7368 \text{ MW}$$

$$P_F = \frac{\Delta t_F}{\Delta t} \cdot P_r = \frac{200}{950} \cdot 1,75 = 0,3684 \text{ MW}$$

( 4 )

$$P_{V80} = \frac{\Delta t_{V80}}{\Delta t} \cdot P_r = \frac{100}{950} \cdot 1,75 = 0,18421 \text{ MW}$$

$$P_{V35} = \frac{\Delta t_{V35}}{\Delta t} \cdot P_r = \frac{50}{950} \cdot 1,75 = 0,0921 \text{ MW}$$

### 6.2.2 Hmotnostní tok spalín

Z výše vypočtených tepelných toků lze díky znalostem vlastností spalín zjistit potřebné množství spalín, které musí projít rekuperátorem, aby bylo možné vypočtených tepelných toků dosáhnout.

Vlastnosti plynu jsou vypočteny v příloze A.

Z obecně známého vztahu lze pro každou sekci vypočítat hmotnostní tok spalín, které musí projít danou sekcí.

$$P = c \cdot m \cdot \Delta t \Rightarrow m = \frac{P}{c \cdot \Delta t}$$

$$\dot{m}_D = \frac{P_D}{c_D \cdot \Delta t_D} = \frac{0,3684}{1420,3 \cdot 200} = 1,296 \text{ kg / s}$$

( 5 )

$$\dot{m}_R = 1,3846 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_F = 1,4851 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{V80} = 0,99 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{V35} = 1,57 \text{ kg / s}$$

Výše zmíněné hmotnostní toky jsou počítány pro začátek chlazení, tedy vstupní teplotu  $1000^\circ\text{C}$ . Při snížení teploty na přibližně stejnou teplotu, při které se vypařuje draslík,

přestává tato sekce pracovat a další sekce musejí zvyšovat tepelné toky, aby udrželi konstantní tepelný tok celého zařízení.

Při snižující se vstupní teplotě spalin do zařízení vzrůstají nároky na sekce s nižšími teplotami. Pro větší přehled jsem požadavky tepelného toku na jednotlivé sekce umístil do tabulky.

tab. 6 – požadavky tepelného toku na jednotlivé sekce

pracovní látka	T1	T2	TV	výparné teplo	vstupní teplota spalin			
					1000°C	800°C	400°C	300°C
	[°C]	[°C]	[°C]	[kJ/kg]	tepelný tok sekcí [MW]			
draslík	1000	820	774	1962,23	0,3315	-	-	-
rtuť	820	400	361	294,68	0,7736	0,9545	-	-
Flutec PP9	400	200	160	75,5	0,3684	0,4545	1	0,7
voda [47 kPa]	200	100	80	2500	0,1842	0,2272	0,5	0,7
voda [5,6 kPa]	100	50	35	2500	0,0921	0,1136	0,25	0,35
součet				-	1,75	1,75	1,75	1,75

Z tabulky vyplývá, že jednotlivé sekce budou muset být přizpůsobeny na největší možný tepelný tok, který projde za celý cyklus chlazením.

Dimenzování jednotlivých sekcí budu počítat na tyto parametry:

$$\dot{m}_D = \frac{P_D}{c_D \cdot \Delta t_D} = \frac{0,3684}{1420,3 \cdot 200} = 1,296 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_R = \frac{0,9545}{1330,3 \cdot 420} = 1,708 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_F = \frac{1}{1,2403 \cdot 200} = 4,03 \text{ kg / s} \quad (6)$$

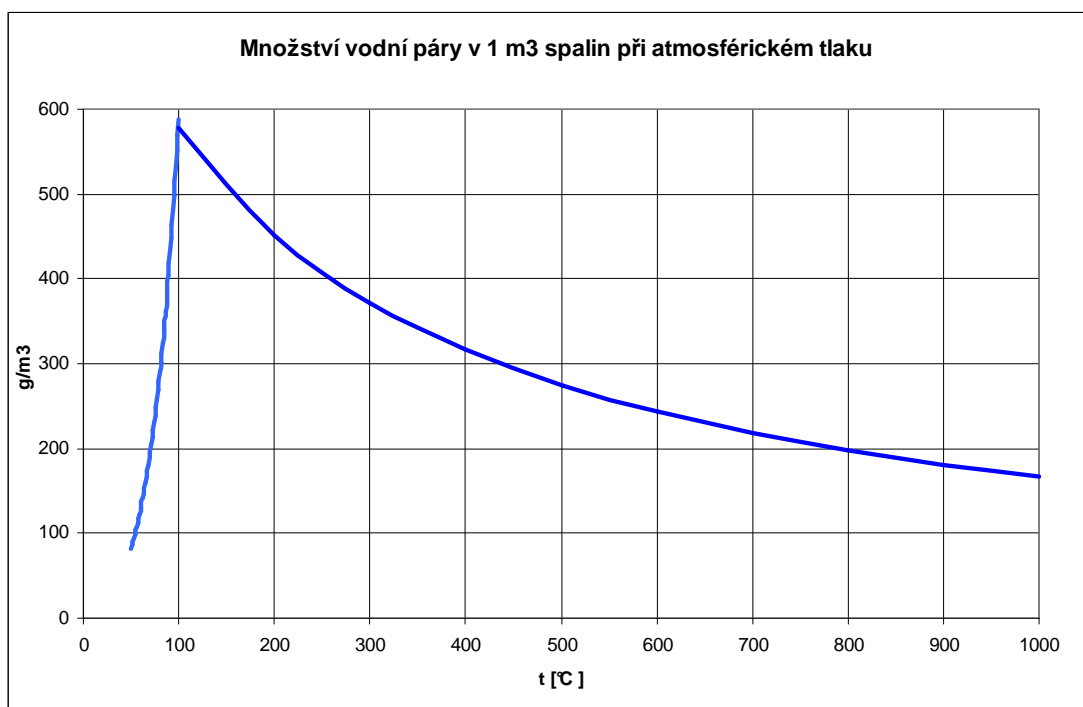
$$\dot{m}_{V80} = \frac{0,7}{1195,3 \cdot 100} = 5,86 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{V35} = \frac{0,35}{1,1728 \cdot 50} = 5,96 \text{ kg / s}$$

Vypočtené hmotnostní toky lze dále snížit nasycením spalin vodní parou, tím zvýšíme měrnou tepelnou kapacitu a také hmotnost spalin, díky čemuž se sníží potřebný objemový průtok. Dle literatury [ 2 ] jsem stanovil maximální hmotnost vodní páry na metr krychlový (při atmosférickém tlaku). Do tabulky jsem uvedl toto množství, dále množství vodní páry, které již obsahují spaliny a výsledné parametry syčených spalin. Další parametry a jejich výpočty jsou uvedeny v příloze.

tab. 7 – změna vlastností spalín nasycením vodní parou

teplota	$\rho$ vodní páry	$c_p$ H <sub>2</sub> O	$\rho$ spalín vlhkých	$\rho$ spalín sycených	$c_p$ spalín vlhkých	$c_p$ spalín sycených
t [°C]	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kJ/kgK	kJ/kgK
1000	0,167	1,8903	0,2613	0,4283	1,4503	1,7660
900	0,1812	1,9406	0,3573	0,5385	1,4203	1,7719
800	0,1981	2,0005	0,4533	0,6514	1,3903	1,7866
700	0,2184	2,0645	0,5493	0,7677	1,3603	1,8112
600	0,2435	2,1319	0,6453	0,8888	1,3303	1,8494
500	0,2751	2,2014	0,7413	1,0164	1,3003	1,9059
400	0,3162	2,273	0,8373	1,1535	1,2703	1,9890
300	0,3717	2,345	0,9333	1,305	1,2403	2,1119
200	0,4517	2,4154	1,0293	1,481	1,2103	2,3013
100	0,578	2,4824	1,1253	1,7033	1,1803	2,6151

Obr. 10 – graf množství vodní páry v 1 m<sup>3</sup> spalín

Tab. 8 – hustota vodní páry v závislosti na teplotě [ 7 ]

vodní pára	$\rho$
t [°C]	kg/m <sup>3</sup>
100	0,578
200	0,4517
300	0,3717
400	0,3162
500	0,2751
600	0,2435
700	0,2184
800	0,1981
900	0,1812
1000	0,167

Výpočet hmotnostního toku sekcemi s předpokladem sycených spalin:

$$\begin{aligned}\dot{m}_D &= \frac{P_D}{c_D \cdot \Delta t_D} = \frac{0,3684}{1771,9 \cdot 200} = 1,039 \text{ kg / s} \\ \dot{m}_R &= \frac{0,9545}{1849,4 \cdot 420} = 1,229 \text{ kg / s} \\ \dot{m}_F &= \frac{1}{2111,9 \cdot 200} = 2,36 \text{ kg / s} \\ \dot{m}_{V80} &= \frac{0,7}{2458,2 \cdot 100} = 2,84 \text{ kg / s} \\ \dot{m}_{V35} &= \frac{0,35}{2,6151 \cdot 50} = 2,68 \text{ kg / s}\end{aligned}\quad (7)$$

Z výše uvedených hmotnostních toků si určíme nejvyšší potřebný, který bude procházet všemi sekcemi, a spočteme jednotlivé objemové průtoky, které jsou závislé na střední teplotě sekce (hustota spalin je spočtena v příloze).

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\max} &= 2,84 \text{ kg / s} \\ \dot{V} &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\ \dot{V}_D &= \frac{2,84}{0,5358} = 5,3 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \dot{V}_R &= \frac{2,84}{0,8888} = 3,19 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \dot{V}_F &= \frac{2,84}{1,305} = 2,17 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \dot{V}_R &= \frac{2,84}{1,5921} = 1,78 \text{ m}^3 / \text{s} \\ \dot{V}_R &= \frac{2,84}{1,7033} = 1,66 \text{ m}^3 / \text{s}\end{aligned}\quad (8)$$

Z výpočtů vyplývá, že pro návrh ventilátoru postačí s výkonem přes 2 m<sup>3</sup>/s, aby byla zajištěna rezerva s ohledem na místní tlakové ztráty a také na možné změny množství oceli v peci nebo požadavek zrychlení procesu. Umístěním ventilátoru za všechny sekce docílíme snížení požadovaného výkonu a zejména snížíme tepelné nároky na ventilátor, jehož provedení nemusí vyžadovat vysoce tepelně odolné materiály.

### 6.2.3 Výpočet tlakových ztrát rekuperátoru

Výpočet tlakových ztrát lze rozdělit na dvě části

#### a) Výpočet třecích ztrát

Kanál, kterým proudí spaliny má několik změn průřezu po své délce. Proto je výpočet (realizován dle [ 3 ]) třecích ztrát rozdělen na dvě části. Výpočet obdélníkového průřezu kanálu:

$$\Delta p_{tr} = \lambda \cdot \frac{U}{4S} \cdot l \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (9)$$

S – plocha průřezu  $S = A \cdot B$

U – obvod průřezu  $U = 2 \cdot (A + B)$

v – střední rychlost proudění

$\rho$  – měrná hmotnost média

Výpočet kruhového průřezu kanálu:

$$\Delta p_{trk} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (10)$$

$d$  – průměr průtočného průřezu

$\lambda$  – součinitel tření – pro hydraulicky drsné stěny  $\lambda = \left( \frac{1}{1,14 - 2 \cdot \log \varepsilon} \right)^2$

$\varepsilon$  – relativní drsnost stěn  $\varepsilon = \frac{k}{d}$

$k$  – absolutní drsnost stěn – volím 0,15 – pro ocelový plech

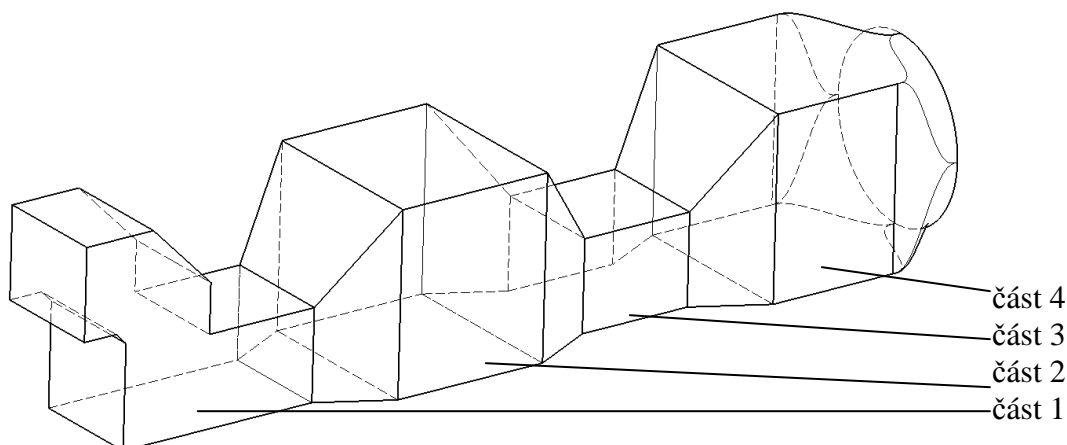
$Re$  – Reynoldsovo číslo  $Re = \frac{d \cdot v}{\nu}$  (11)

$\nu$  – kinematická viskozita  $12,89 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

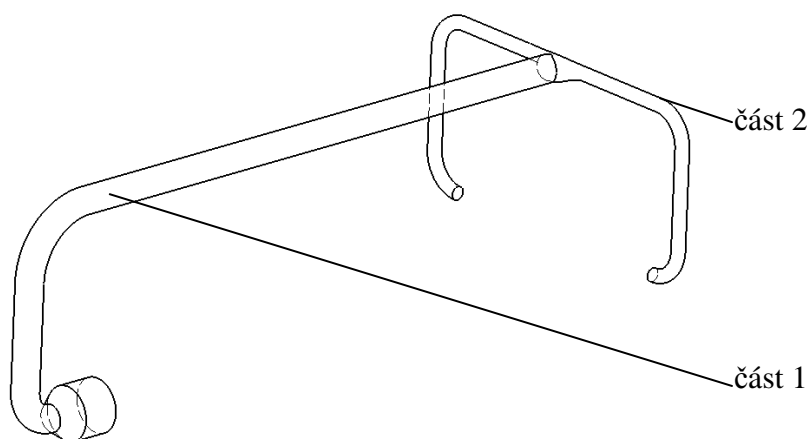
tab. 9 – zpracování vstupních a výstupních hodnot dle vztahů x – y.

Vstupní hodnoty							Vypočtené hodnoty			
obdélníková část										
	A [m]	B [m]	L [m]	U [m]	S [m <sup>2</sup> ]	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	v <sub>sp</sub> [m/s]	Re [-]	λ [-]	Δp [Pa]
část1	0,5	0,4	11	1,8	0,2	0,26	31	42663250	0,2303	2,849
část 2	0,8	0,8	0,69	3,21	0,644	0,55	14,5	43086004	0,1483	3,057
část 3	0,5	0,4	0,5	1,8	0,2	0,83	2	19392386	0,2303	0,017
část 4	0,8	0,8	0,57	3,21	0,644	1,1	7,8	35592786	0,1483	1,461
kruhová část										
	D [m]	L [m]				ρ	v <sub>sp</sub> [m/s]	Re [-]	λ [-]	Δ p [Pa]
část 1	0,4	11				1,22	13	410081	0,4077	7,39
část 2	0,2	8,5				1,22	26	410081	0,6249	93,86
								celkem Δp <sub>tr</sub>		108,65

Pozn. Rozměry kanálu byly odečteny z 3D modelu kanálu.



obr. 11 – ISO pohled na obdélníkovou část kanálu



obr. 12 – ISO pohled na kruhové potrubí od ventilátoru do pece.

### b) Výpočet místních tlakových ztrát

Výpočet je nejčastěji stanoven experimentálně. Protože tuto možnost nemám, dovolím si tlakovou ztrátu odhadnout dle vztahu [ 9 ]:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (12)$$

tab. 10

místní tlaková ztráta				
vstupní hodnoty			vypočtené hodnoty	
	v	ró	$\Delta p$	$\xi$
1 sekce	14,5	0,55	578	10
2 sekce	7,8	1,1	334	10

Hodnoty  $\xi$  byly získány na základě odhadu.

Mezi další místní tlakové ztráty je třeba započítat přechody mezi jednotlivými průřezy kanálu a v ohybech potrubí. Tyto ztráty jsem odhadnul na 200 Pa.

Na základě těchto hodnot lze určit přibližně celkové místní ztráty:

$$\Delta p_{\xi} = \sum p_{\xi} = 578 + 334 + 200 = 1112 \text{ Pa} \Rightarrow \text{výsledek zaokrouhluji na } 1200 \text{ Pa}$$

### c) Celková tlaková ztráta

Jedná se o prostý součet všech tlakových ztrát:

$$\Delta p_c = \Delta p_{tr} + \Delta p_{\xi} = 108 + 1200 = 1308 \text{ Pa}$$

Výsledné tlakové ztráty musí překonávat ventilátor, který na tyto ztráty musí být dostatečně dimenzován. Jelikož jsou ve výpočtech brány maximální rychlosti spalín, tyto ztráty nebudou po celý cyklus konstantní.

Pro zlepšení přesnosti výpočtu je třeba znát detailně součinitele odporu ve všech místech, kde dochází ke změně průřezu nebo ohybu potrubí. Jelikož se jedná o systém s atmosférickým tlakem, musí být navrhovaný ventilátor rovnotlaký a jeho průtok plynule říditelný (např. změnou frekvence napájecího elektrického proudu).

### 6.2.4 Výpočet součinitele přestupu tepla

V kapitole 3.2 [ 2 ] je uveden vztah pro výpočet tepelného toku při konvekci.

$$P = \alpha \cdot S_o \cdot (t_m - t_t) \quad [\text{W}] \quad (13)$$

$S_o$  – obtékaná plocha rekuperátoru  $[\text{m}^2]$   
 $t_m$  – teplota média  $[\text{°C}]$   
 $t_t$  – teplota obtékaného tělesa  $[\text{°C}]$   
 $\alpha$  – součinitel přestupu tepla  $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$

Součinitel přestupu tepla (dále jen  $\alpha$ ) je v literatuře [ 2 ] uveden pro proudící vzduch orientačně 10 – 100 kcal/m<sup>2</sup>hK (48 – 480 kJ/m<sup>2</sup>hK, popř. 11,6 – 116 W/m<sup>2</sup>K). Jelikož je tento rozsah pro výpočet nedostačující, budu ho dále brát jako orientační.

Výpočet  $\alpha$  závisí mimo jiné také na konstrukci. Vlastnosti heat pipe vedou k tomu, že konstrukce zařízení bude trubková. Trubice budou umístěny kolmo na nabíhající proud spalín. Každá trubice je fakticky jedna samostatná heat pipe, která bude odebírat teplo ze spalín. Pro výpočet  $\alpha$  při nuceném proudění kapalin a plynů kolmo na osy svazku trubic platí vztah z kap. 3.2.2.2 [ 2 ]:

$$\alpha = 0,334 \varepsilon_n \cdot \frac{\lambda}{d^{0,4}} \cdot \text{Pr}^{0,35} \cdot \left( \frac{s_1 - d_{tr}}{s - d_{tr}} \right)^{0,2} \cdot \left( \frac{\omega}{\nu} \right)^{0,6} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (14)$$

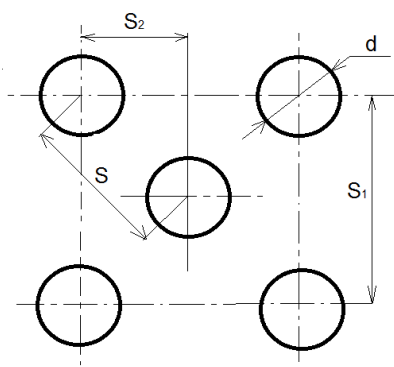
$\varepsilon_n$  – opravný součinitel na počet řad trubic [-]

$\lambda$  – tepelná vodivost  $[\text{W}/\text{mK}]$

$d_{tr}$  – vnější průměr trubic  $[\text{m}]$

$s_1$  – vzájemná rozteč trubic  $[\text{m}]$

$s$  – úhlopříčná rozteč trubic pro šachové uspořádání (viz obr.)  $[\text{m}]$



obr. 13 – schéma uspořádání trubic

$\text{Pr}$  – Prandtlovo číslo [-]

$\rho$  – hustota obtékajícího média  $[\text{kg}/\text{m}^3]$

$c_p$  – tepelná kapacita při stálém tlaku  $[\text{kJ}/\text{kgK}]$

$\omega$  – rychlost proudění  $[\text{m}/\text{s}]$

$\nu$  – kinematická viskozita obtékajícího média  $[\text{m}^2/\text{s}]$

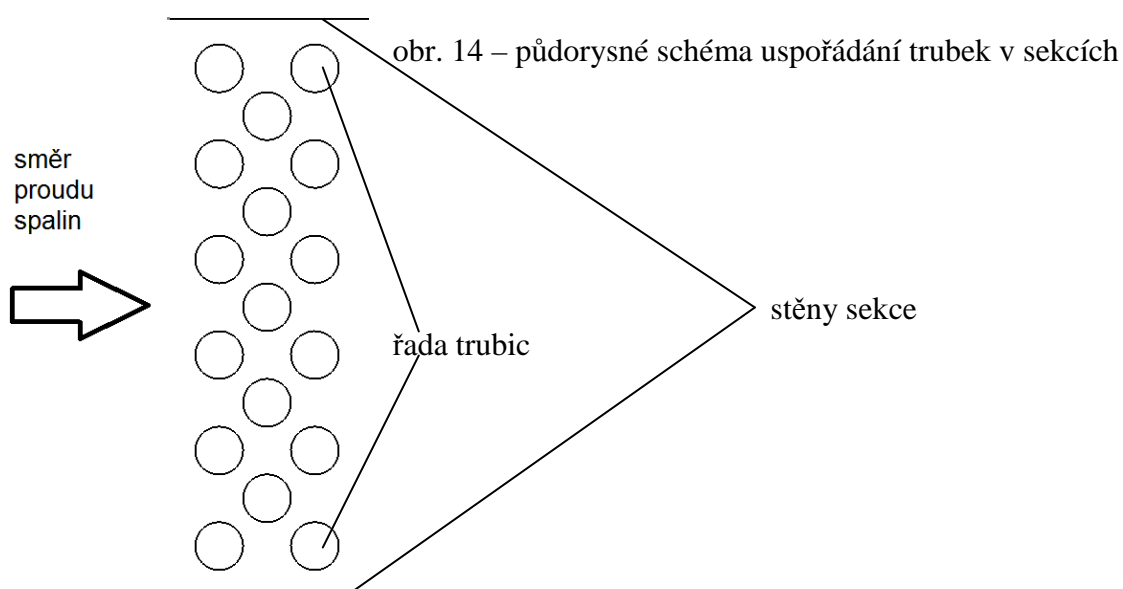
Pro dodržení platnosti tohoto vztahu je nutné také zkontrolovat typ proudění. Za hranici turbulentního proudění, kde nabývá vztah odpovídající přesnosti, se bere hodnota Reynoldsova čísla 6000.

Výpočet  $\alpha$  je složitý a zdlouhavý a výsledek se mění v závislosti na teplotě a rychlosti. Proto bude v dalších výpočtech vždy uvedena hodnota odečtená z tabulky pro příslušnou rychlost a teplotu spalin.

### 6.3 Výpočet celkových rozměrů rekuperátoru

Jelikož je v tomto výpočtu několik neznámých na sobě přímo závislých, výpočet jsem realizoval iterační metodou v programu Excel.

Na základě výše zmíněného rozdělení rekuperátoru do jednotlivých sekcí podle bodu varu média si určím počáteční a koncovou teplotou v sekci (viz tabulka, kapitola 2.1.1)



Výpočet pro hodnotu energie, kterou odebere jedna řada

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_{1r} \cdot (t_m - t_t) \quad [\text{W}] \quad (15)$$

Díky znalosti  $c_p$  spalin lze spočítat rozdíl teplot před a za řadou trubec

$$t_2 = t_1 - \frac{P}{\dot{m} \cdot c_p} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (16)$$

Nyní se výpočet opakuje pro novou vstupní teplotu a dále se určí výstupní teplota a pokračuje se tak dlouho, než dosáhneme požadované teploty spalin.



### 6.3.1 Sekce 1 – draslík

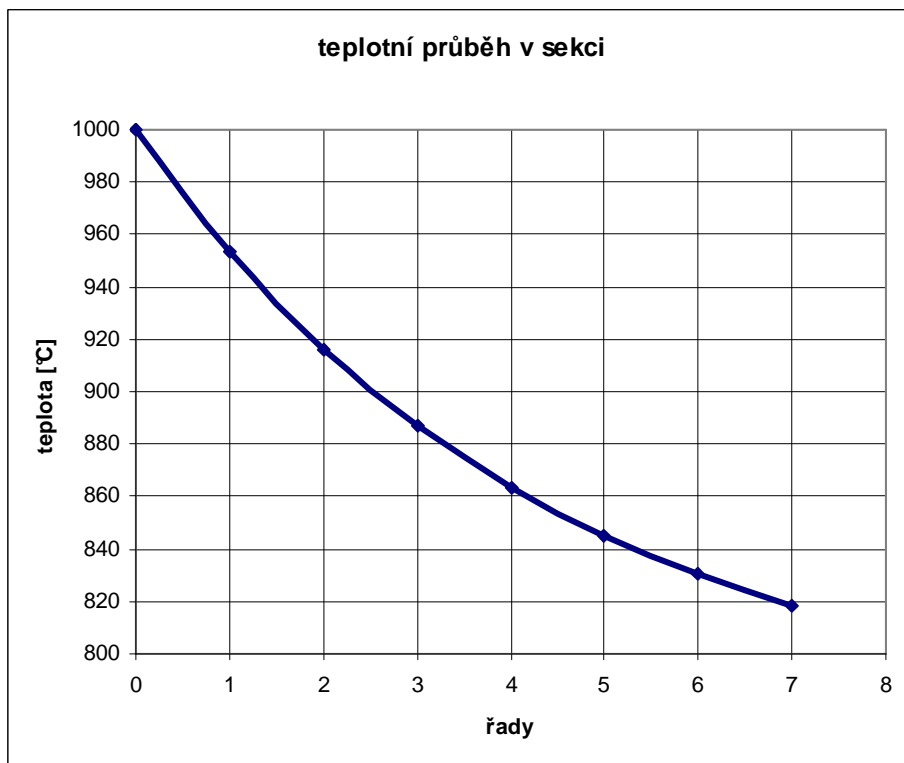
tab. 11 – Výstup z programu Excel

řada	0	1	2	3	4	5	6	7
odebrané teplo [MW]		0,1170	0,0928	0,0736	0,0583	0,0462	0,0367	0,0291
teplota [°C]	1000,0	953,2	916,1	886,7	863,3	844,8	830,2	818,5

Výpočtem jsme zjistili potřebný počet řad, který zchladí spaliny na požadovanou teplotu.

Průběh teplot cestou sekce je zpracován v grafu

Obr. 15 – průběh teploty v draslíkové sekci

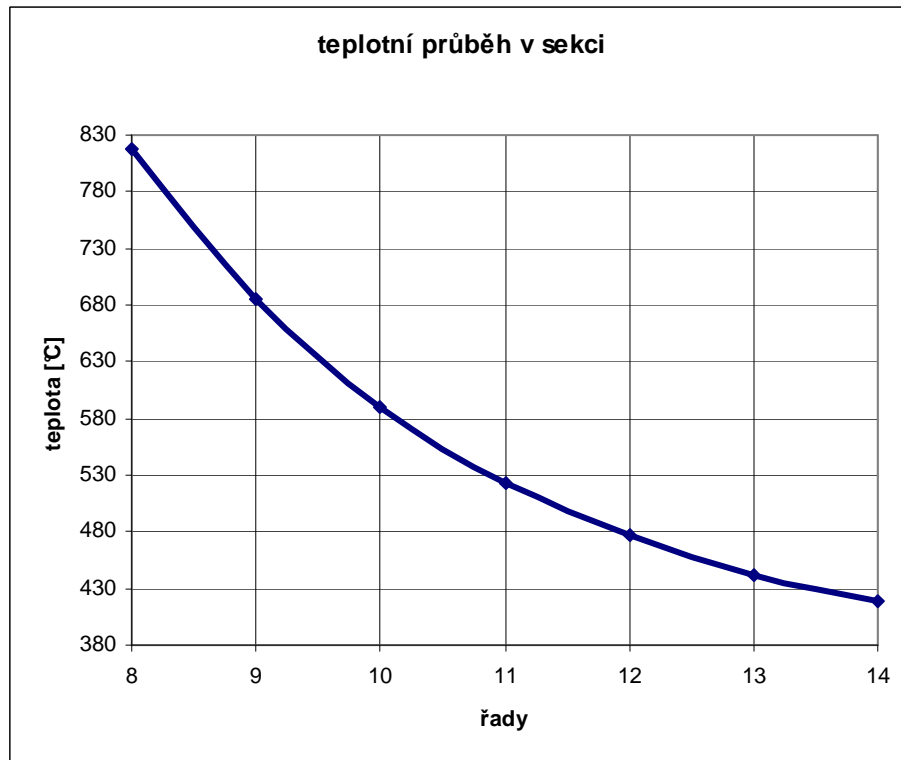


### 6.3.2 Sekce 2 – Rtuť

Tab. 12 – Výstup z programu Excel

řada		8	9	10	11	12	13	14
odebrané teplo [MW]		0,3176	0,225	0,1594	0,1129	0,0799	0,0566	0,04014
teplota [°C]		818,5	685,1	590,6	523,6	476,2	442,6	418,8

Obr. 16 – průběh teploty v Rtuťové sekci

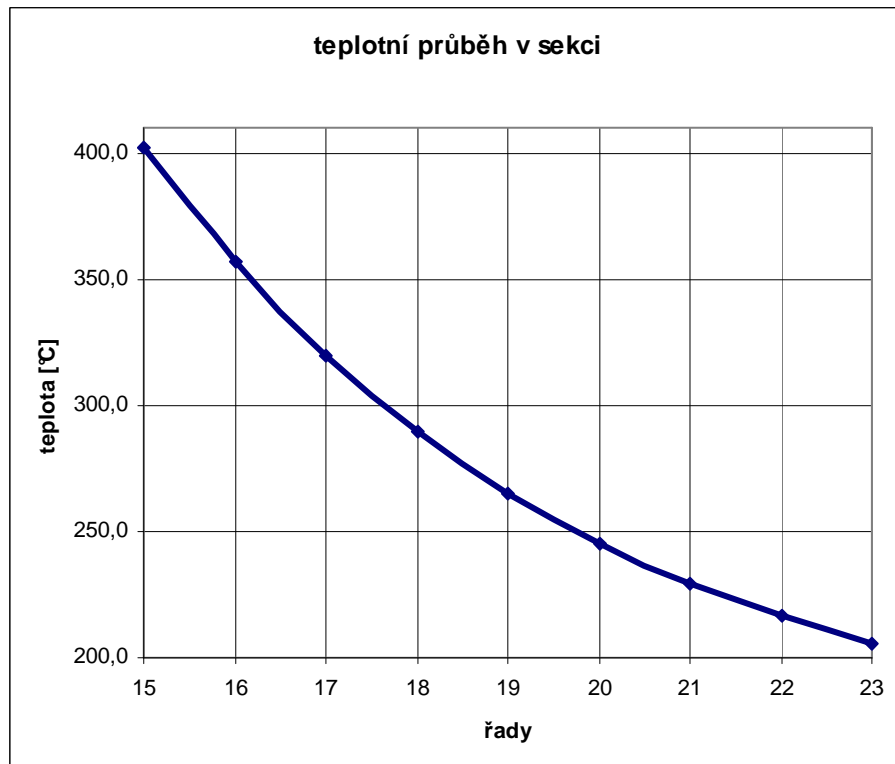


### 6.3.3 Sekce 3 – Flutec PP9

Tab. 13 – Výstup z programu Excel

řada		15	16	17	18	19	20	21	22	23
odebrané teplo [MW]		0,2257	0,1851	0,1502	0,122	0,099	0,08044	0,06531	0,05302	0,04305
teplota [°C]	402	356,8	319,8	289,8	265,3	245,5	229,4	216,4	205,8	197,2

Obr. 17 – průběh teploty v sekci s Flutec PP9



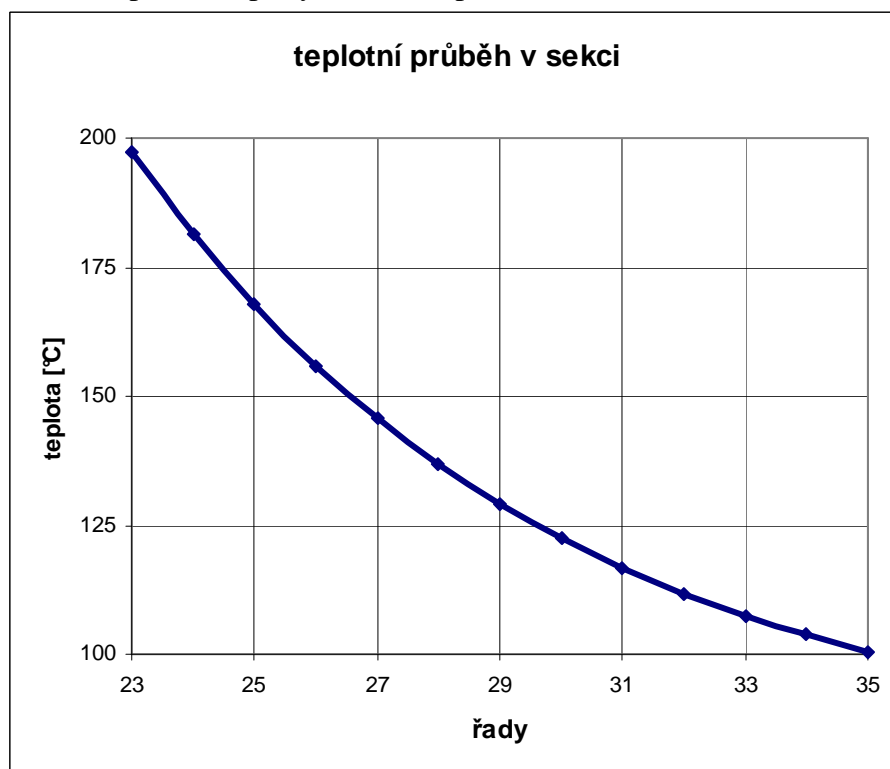
### 6.3.4 Sekce 4 – voda

Pro dosažení nižší teploty varu je voda v trubici při absolutním tlaku 47 kPa (bod varu 80°C).

Tab. 14 – Výstup z programu Excel

řada	23	24	25	26	27	28	
odebrané teplo [MW]		0,1581	0,1368	0,1183	0,1023	0,0885	
teplota [°C]	197,1	181,3	167,6	155,8	145,5	136,7	
řada	29	30	31	32	33	34	35
odebrané teplo [MW]	0,07659	0,06625	0,05731	0,04957	0,04288	0,037095	0,032088
teplota [°C]	129,0	122,4	116,7	111,7	107,4	103,7	100,5

Obr. 18 – průběh teploty s vodou v podtlaku



### 6.3.5 Sekce 5 – voda

Pro dosažení nižší teploty varu je voda v trubici při absolutním tlaku 5,6 kPa (bod varu 35°C). Tato sekce je oproti ostatním výjimečná, protože v ní dochází ke kondenzaci vodní páry. Proto byly použité vztahy modifikovány na tuto podobu

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_r \cdot (t_1 - t_v) + (\Phi_{t1} - \Phi_{t2}) \cdot L_v = P_K + L_{vS} \quad (17)$$

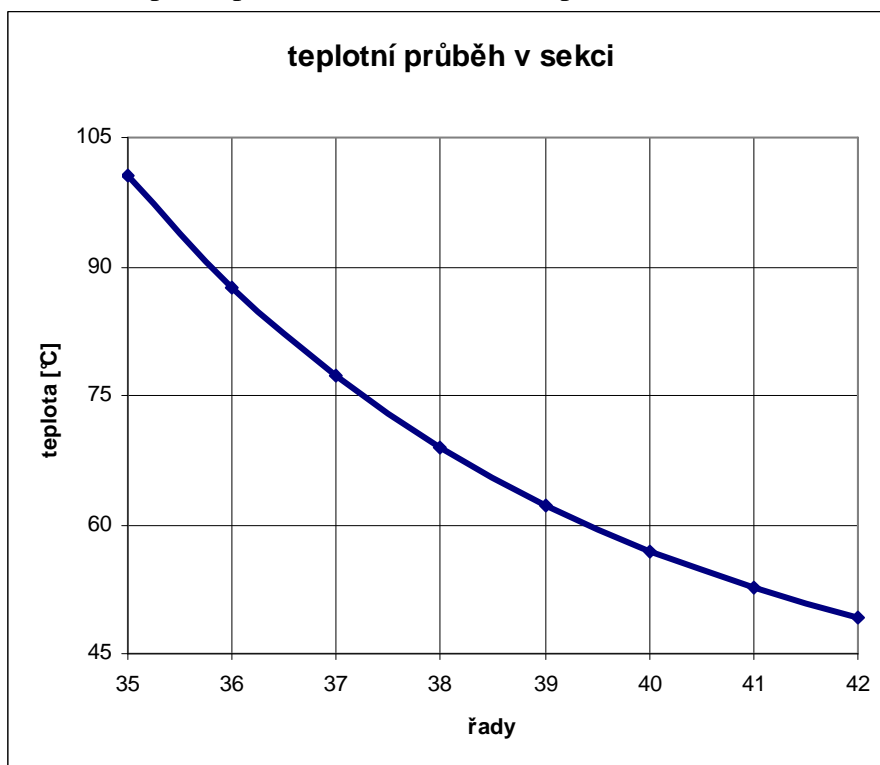
Do výpočtu o poklesu teploty se dávaly hodnoty pouze tepla, přeneseného konvekcí

$$t_2 = t_1 - \frac{P_K}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (18)$$

tab. 15 – Výstup z programu Excel

řada	35	36	37	38	39	40	41	42
odebrané teplo [MW]		0,2579	0,2071	0,1664	0,1336	0,1073	0,0862	0,06930
teplota [°C]	100,5	87,6	77,3	68,9	62,2	56,9	52,6	49,1

Obr. 18 – teplotní průběh v sekci s vodou v podtlaku



### 6.3.6 Konečné stanovení rozměrů

Rozdělením do sekcí podle média byl určen počet řad. Nyní se pokusím rozdělit rekuperátor do dvou funkčních celků na základě vstupní a výstupní teploty.

První sekce s vstupní teplotou 1000°C bude mít výstupní teplotu 400°C. Z toho vyplývá, že bude složena ze třech druhů trubíc podle média. Díky určenému počtu trubíc z výpočtu, jejich roztečí a počtů trubíc na řadu lze určit konečný rozměr zařízení.

$$l = \sum n_{rad} \cdot s_1 = 7 \cdot 30 + 7 \cdot 30 + 9 \cdot 30 = 690 \text{ mm} \quad (19)$$

$$b = (n_r - 0,5) \cdot s_1 + 2 \cdot d_{tr} = (26 - 0,5) \cdot 30 + 2 \cdot 20 = 805 \text{ mm}$$

Výška kanálu je určena výškou trubíc, tj. 800 mm.

Druhá sekce bude obsahovat zbylé řady trubic o stejné rozteči, takže jediné co se změní, bude jeho délka

$$l = \sum n_{rad} \cdot s_1 = 12 \cdot 30 + 7 \cdot 30 = 570 \text{ mm} \quad (20)$$

Z vypočtených parametrů vyplývá, že se podařilo dosáhnout malých rozměrů poměrně úspěšně.

## 6.4 Kondenzace vodní páry

Pro určení množství vodní páry ze vzduchu bylo potřeba zjistit mez sytosti spalin.

Průtok spalin je spočítán v kapitole 6.2.2 – 1,66 m<sup>3</sup>/s.

Maximální množství vodní páry, které může před kondenzací nést jeden metr krychlový spalin je dle literatury [1] 578 g/m<sup>3</sup>.

Z výše uvedených údajů lze snadno spočítat množství vody, které zkondenzuje za sekundu.

$$\dot{m}_K = \dot{V}_{sp} \cdot \Phi_{\max} = 1,66 \cdot 578 = 959,48 \text{ g/s} \quad (21)$$

Pro výpočet jímky na kondenzát budu brát hodnotu 1kg/s.

### 6.4.1 Velikost jímky na kondenzát

Při kondenzaci jednoho litru vody za sekundu vypočítám celkové množství kondenzátu za celý cyklus:

délka cyklu  $\tau_{ch} = 10 \text{ h}$

$$V_{kond.} = \tau_{ch} \cdot 3600 \cdot \dot{m}_K = 36000 \text{ l} \quad (22)$$

Rozměry jímky

$$V = 36000 \text{ l} = 3,6 \text{ m}^3$$

a, b, c = ? [mm]

Jelikož se jedná o rovnici se třemi neznámými, byla použita iterační metoda, díky které jsem si určil rozměry.

a = 1000 mm

b = 1200 mm

c = 3000 mm

Pro kontrolu:

$$V = a \cdot b \cdot c = 1000 \cdot 1200 \cdot 3000 = 3600000000 \text{ mm}^3 = 3,6 \text{ m}^3 \quad (23)$$

Z jímky bude čerpána voda zpět do pece. Velikost jímky jsem navrhl s ohledem na celý cyklus. Pokud bude vyřešen přepad nebo jinak ošetřena maximální výška hladiny, může být jímka i menší. Zkondenzovaná voda je ovšem slabá kyselina a před vypuštěním do odpadu by měla projít demineralizační jednotkou.

## 6.5 Výpočet průtoku TUV a výsledné parametry

Dle norem [2] je minimální požadovaná teplota teplé užitkové vody (dále jen TUV) u zákazníka 45 – 60°C. Jelikož k zákazníkovi se často transportuje TUV na stovky metrů nebo i několik kilometrů, je třeba dosáhnout vyšší teploty. Výstupní teplotu jsem si určil na 80°C i s ohledem na rezervu k bodu varu. Také jsem přihlédl k faktu, že voda pod 45°C se nepovažuje za užitkovou a ztrácí cenu cca 600 Kč za GJ energie, kterou sebou voda nese.

### 6.5.1 Výpočet průtoku v první sekci

Vstupní hodnoty:

$$t_1 = 10^\circ\text{C}$$

$$t_v = 80^\circ\text{C}$$

$$c_{pH_2O} = 4184 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$$

$$P_{s1} = 1,47 \text{ MW}$$

Výpočet:

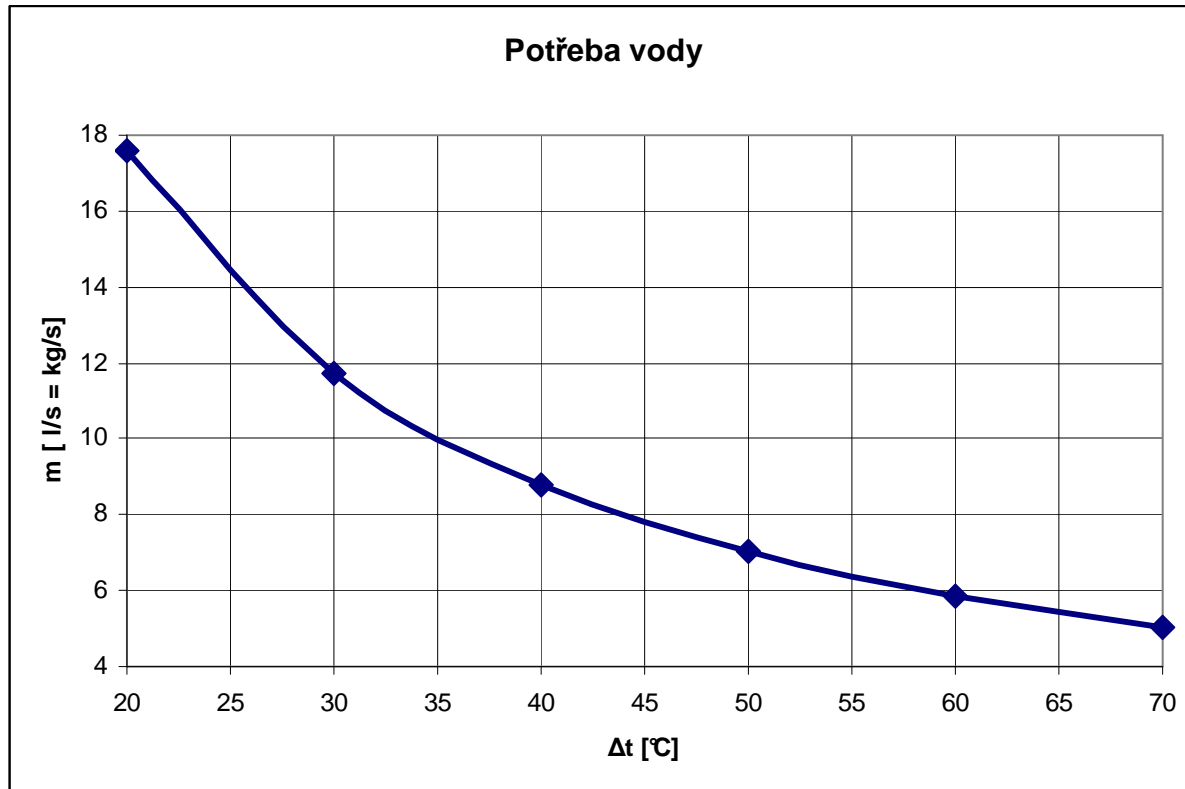
$$\dot{m} = \frac{P_{s1}}{(t_1 - t_v) \cdot c_{pH_2O}} = \frac{1470000}{70 \cdot 4184} = 5,02 \text{ l / s} \quad (24)$$

Zvolíme-li jinou výstupní teplotu nebo nám naroste z jakéhokoliv důvodu teplota vstupující vody, bude potřeba větší průtok vody zařízením.

tab. 16

$\Delta t$ [°C]	$\dot{m}$ [l/s = kg/s]
70	5,02
60	5,86
50	7,03
40	8,78
30	11,71
20	17,57

Obr. 19 – potřeba vody v závislosti na její vstupní teplotě



Návrh čerpadla pro tuto sekci by měl splňovat požadavky na průtok s určitou rezervou, pro případné změny v požadavcích nebo vstupní teplotě vody.

### 6.5.2 Výpočet průtoku v druhé sekci

Vstupní hodnoty:

$$t_1 = 10^\circ\text{C}$$

$$t_v = 80^\circ\text{C}$$

$$c_{pH_2O} = 4184 \text{ J / kg} \cdot \text{K}$$

$$P_{s1} = 1,05 \text{ MW}$$

Výpočet:

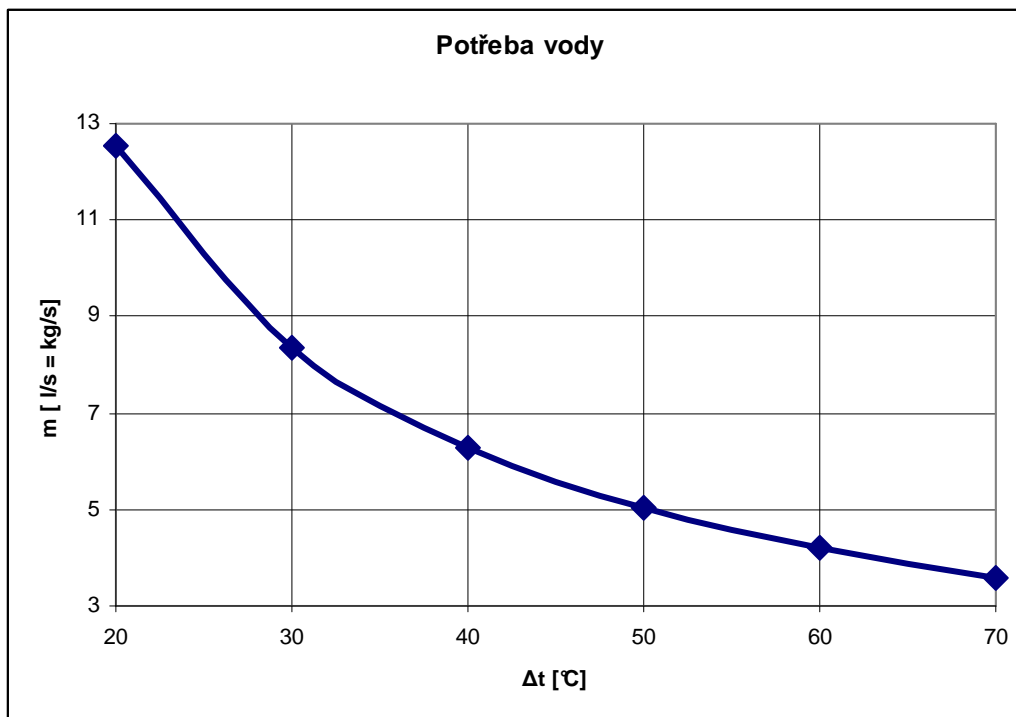
$$\dot{m} = \frac{P_{s1}}{(t_1 - t_v) \cdot c_{pH_2O}} = \frac{1050000}{70 \cdot 4184} = 3,5 \text{ l / s} \quad (25)$$

Při změně vstupních a výstupních parametrů se potřeba vody mění takto:

tab. 17

$\Delta t$ [°C]	$\dot{m}$ [l/s = kg/s]
70	3,59
60	4,18
50	5,02
40	6,27
30	8,37
20	12,55

Obr. 20 – potřeba vody v závislosti na její vstupní teplotě



Na základě vypočtených hodnot lze navrhnout čerpadla pro jednotlivé sekce.

Z důvodu možného kolísání vstupní teploty je nutné čerpadla rozumně předimenzovat a opatřit plynulým řízením průtoku.



## 6.6 Výpočet délky trubic ve vodě

Aby bylo možné dosáhnout požadovaného tepelného toku, je třeba spočítat potřebnou plochu trubic. Pro výpočet jsem použil již použité vztahy pro výpočet částí trubic ohříváných v plynech.

Tab. 18 – vstupní hodnoty

teplota vody	°C	t	100
hustota vody	kg/m <sup>3</sup>	ρ	1000
kinematická viskozita	m <sup>2</sup> /s.10 <sup>-6</sup>	ν	0,294
tepelná vodivost	W/mK	λ	0,682
tep. Kapacita	kJ/kgK	cp(a)	4184
Prantlovo č.	-	Pr	1803660
tepelný tok odebíraný vodou	P <sub>1s</sub>	MW	1,47

Výpočet Prandtlůva čísla:

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda} \quad (26)$$

Výpočet:

$$P_{1s} = \alpha \cdot S_{1s} \cdot (t_{tr} - t_t) \quad (27)$$

Střední teplotu trubic určím váženým průměrem

$$t_{tr} = \sum t_{vm} \cdot n_{radi} / \sum n_{rad} = (774 \cdot 7 + 361 \cdot 7 + 160 \cdot 9) / (7 + 7 + 9) = 408 \text{ °C} \quad (28)$$

$$t_t = \frac{t_1 + t_v}{2} = \frac{10 + 80}{2} = 45 \text{ °C}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla a dané rychlosti vody odpovídající Reynoldsovo číslo:

$$\alpha = 0,334 \varepsilon_n \cdot \frac{\lambda}{d^{0,4}} \cdot Pr^{0,35} \cdot \left( \frac{s_1 - d}{s - d} \right)^{0,2} \cdot \left( \frac{\omega}{\nu} \right)^{0,6} \quad (29)$$

$$Re = \frac{d \cdot \nu}{\nu} \quad (30)$$

Tab. 19 – přehled α spalin pro dané rychlosti

α spalin	α vody	v [m/s]	Re
54	535	1	204082
81	812	2	408163
103	1035	3	612245
123	1230	4	816327
141	1407	5	1020408

Z tabulky je patrné, že součinitel přestupu tepla vody je 10 x větší než součinitel přestupu tepla spalin. Z toho vyplývá potřebná délka trubic ve vodě. Ta může být 10 x kratší, než ve spalinách.

Délka trubic ve spalinách je 800 mm, proto potřebná délka trubic ve vodě bude 80 mm.

## 7 Kontrolní výpočty

V kontrolních výpočtech budou ověřeny již vypočtené hodnoty. Kontrolovat budou zejména první řady každé sekce a výstup TUV

### 7.1 Kontrola tepelných trubic

V každé sekci jsou nejvíce zatěžovány první trubice, které odebírají nejvíce tepla, proto není žádný důvod kontrolovat další řady trubic. Kontrola bude provedena výpočtem odebíraného tepla, rozdílu teplot a také množství odpařeného média v trubici.

#### 7.1.1 Draslíkové trubice

Tab. 20 – vstupní hodnoty:

		m	mm
průměr trubice	d	0,02	20
rozteč trubic	s1	0,03	30
polovina rozteče	s2	0,015	-
úhlopříčná rozteč	s	0,0213	21,21
délka trubic	l	0,8	800
plocha jedné trubice	S <sub>1T</sub>	0,0502655	50265,482
trubek na řadu	n <sub>r</sub>	-	26
šířka průtočného profilu	b <sub>p</sub>	-	275
šířka odtahu	b <sub>o</sub>	-	805
vstupní teplota do sekce	t <sub>1</sub> [°C]	1000	
teplota varu média	t <sub>v</sub> [°C]	774	
plocha trubic jedné řady	S <sub>r</sub> [m <sup>2</sup> ]	1,3069025	
průtočná plocha	S <sub>p</sub>	0,22	
hmotnostní průtok spalin	$\dot{m}$ [kg/s]	2	
objemový průtok spalin	Q <sub>sp</sub> [M3/s]	5,3	
rychlost spalin	v <sub>sp</sub> [m/s]	24,090909	
výparné teplo Draslíku	L <sub>v</sub> [kJ/kg]	1962,23	

Pro výpočet tepelného toku trubicemi je třeba si dále odečíst pro příslušnou rychlost a teplotu hodnotu součinitele přestupu tepla –  $\alpha$  – 396 W/m<sup>2</sup>K (viz příloha).

Výpočet tepla, které ubere jedna řada trubic

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_r \cdot (t_1 - t_v) \quad (31)$$

$$P_{1r} = 396 \cdot 1,307 \cdot (1000 - 774) = 117018 \text{ W}$$

Z vypočteného tepelného toku, zadaného hmotnostního toku lze určit, o kolik se sníží teplota spalin, stačí znám jen měrnou tepelnou kapacitu spalin pro danou teplotu (viz příloha).

$$P_{1r} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{P_{1r}}{\dot{m} \cdot c_p} = 1000 - \frac{117018}{2 \cdot 1766} = 953,2 \text{ °C} \quad (32)$$

Dále lze z vypočteného tepelného toku určit tepelný tok v jedné trubici prostým podílem tepelného toku jedné řady počtem trubic.

$$P_{1tr} = \frac{P_{1r}}{n_r} = \frac{117018}{26} = 4500,7 \text{ W} \quad (33)$$

Z vypočteného tepelného toku spočteme hmotnost vypařeného média za sekundu.

$$\dot{m}_{\text{vypař.}} = \frac{P_{1tr}}{L_{vK}} = \frac{4500,7}{1962,23} = 2,29 \text{ g / s} \quad (34)$$

Limity pro množství odpařeného média jsou omezeny, zejména proto, aby hladina média nepoklesla pod určenou mez (např. do výparné části trubice a tím snižovala její účinnost). Je-li hodnota 2,29 g/s dostačující je třeba ověřit praktickými testy nebo pro jistotu trubici přeplnit, což je nepraktičtější postup.

### 7.1.2 Rtuťové trubice

Tab. 21 – vstupní hodnoty

		m	mm
průměr trubice	d	0,02	20
rozteč trubic	s1	0,03	30
polovina rozteče	s2	0,015	-
úhlopříčná rozteč	s	0,0213	21,21
délka trubic	l	0,8	800
plocha jedné trubice	S <sub>1T</sub>	0,0502655	50265,482
trubek na řadu	n <sub>r</sub>	-	26
šířka průtočného profilu	b <sub>p</sub>	-	275
šířka odtahu	b <sub>o</sub>	-	805
vstupní teplota do sekce	t <sub>1</sub> [°C]	820	
teplota varu média	t <sub>v</sub> [°C]	361	
plocha trubic jedné řady	S <sub>r</sub> [m <sup>2</sup> ]	1,3069025	
hmotnostní průtok spalin	$\dot{m}$ [kg/s]	2	
průtočná plocha	S <sub>p</sub>	0,22	
objemový průtok spalin	Q <sub>sp</sub> [M3/s]	3,19	
rychlost spalin	v <sub>sp</sub> [m/s]	14,5	
výparné teplo Rtuťi	L <sub>v</sub> [kJ/kg]	294,68	

odečet  $\alpha$  – 531 W/m<sup>2</sup>K (viz příloha).

Výpočet je analogický s draslíkovou sekci.

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_r \cdot (t_1 - t_v) \quad (35)$$

$$P_{1r} = 531 \cdot 1,307 \cdot (820 - 361) = 317627 \text{ W}$$

$$P_{1r} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{P_{1r}}{\dot{m} \cdot c_p} = 820 - \frac{317627}{2 \cdot 1360,3} = 685 \text{ °C} \quad (36)$$

$$P_{1tr} = \frac{P_{1r}}{n_r} = \frac{317627}{26} = 12216 \text{ W} \quad (37)$$

$$\dot{m}_{\text{vypař.}} = \frac{P_{1tr}}{L_{vK}} = \frac{12216}{294,68} = 41,5 \text{ g / s} \quad (38)$$

Hmotnost odpařeného média je cca 20 x větší než u draslíkové sekce. Je to dáno zejména nižším výparným teplem a také větším teplotním rozdílem, díky kterému je tepelný tok intenzivnější. Opět ale platí, že mezní hodnoty lze určit zkouškami nebo přeplněním trubice.

### 7.1.3 Trubice s Flutec PP9

Tab. 22 – vstupní hodnoty

		m	mm
průměr trubice	d	0,02	20
rozteč trubic	s <sub>1</sub>	0,03	30
polovina rozteče	s <sub>2</sub>	0,015	-
úhlopříčná rozteč	s	0,0213	21,21
délka trubic	l	0,8	800
plocha jedné trubice	S <sub>1T</sub>	0,0502655	50265,482
trubek na řadu	n <sub>r</sub>	-	26
šířka průtočného profilu	b <sub>p</sub>	-	275
šířka odtahu	b <sub>o</sub>	-	805
vstupní teplota do sekce	t <sub>1</sub> [°C]	400	
teplota varu média	t <sub>v</sub> [°C]	160	
plocha trubic jedné řady	S <sub>r</sub> [m <sup>2</sup> ]	1,3069025	
hmotnostní průtok spalin	$\dot{m}$ [kg/s]	2	
průtočná plocha	S <sub>p</sub>	0,22	
objemový průtok spalin	Q <sub>sp</sub> [M <sup>3</sup> /s]	2,17	
rychlost spalin	v <sub>sp</sub> [m/s]	9,8	
výparné teplo Flutec PP9	L <sub>v</sub> [kJ/kg]	75,5	

odečet  $\alpha$  – 480 W/m<sup>2</sup>K (viz příloha).

Výpočet je analogický s výše uvedenými sekcemi.

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_r \cdot (t_1 - t_v) \quad (39)$$

$$P_{1r} = 480 \cdot 1,307 \cdot (400 - 160) = 150566,4 \text{ W}$$

$$P_{1r} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{P_{1r}}{\dot{m} \cdot c_p} = 400 - \frac{150566,4}{2 \cdot 1240,3} = 357 \text{ °C} \quad (40)$$

$$P_{1tr} = \frac{P_{1r}}{n_r} = \frac{150566,4}{26} = 5791 \text{ W} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{\text{vypař.}} = \frac{P_{1tr}}{L_{vK}} = \frac{5791}{75,5} = 76,7 \text{ g/s} \quad (42)$$

Hodnota necelých 80 g/s je oproti ostatním médiím poměrně vysoká. Vzhledem k nízkým hodnotám výparného tepla média stojí za úvahu, hodí-li se tento materiál jako náplně trubic. Vzhledem k tomu, že se jedná o doporučené médium pro použití v heatpipe trubicích, ponechal jsem toto médium v návrhu.

### 7.1.4 Trubice s vodou o tlaku 47 kPa

Tab. 23 – vstupní hodnoty

		m	mm
průměr trubice	d	0,02	20
rozteč trubic	s1	0,03	30
polovina rozteče	s2	0,015	-
úhlopříčná rozteč	s	0,0213	21,21
délka trubic	l	0,8	800
plocha jedné trubice	S <sub>1T</sub>	0,0502655	50265,482
trubek na řadu	n <sub>r</sub>	-	26
šířka průtočného profilu	b <sub>p</sub>	-	275
šířka odtahu	b <sub>o</sub>	-	805
vstupní teplota do sekce	t <sub>1</sub> [°C]	200	
teplota varu média	t <sub>v</sub> [°C]	80	
plocha trubic jedné řady	S <sub>r</sub> [m <sup>2</sup> ]	1,3069025	
hmotnostní průtok spalin	$\dot{m}$ [kg/s]	2	
průtočná plocha	S <sub>p</sub>	0,22	
objemový průtok spalin	Q <sub>sp</sub> [M3/s]	1,78	
rychlost spalin	v <sub>sp</sub> [m/s]	8,09	
výparné teplo vody	L <sub>v</sub> [kJ/kg]	2500	

odečet  $\alpha$  – 480 W/m<sup>2</sup>K (viz příloha).

Výpočet je analogický s výše uvedenými sekcemi.

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_r \cdot (t_1 - t_v) \quad (43)$$

$$P_{1r} = 344 \cdot 1,307 \cdot (200 - 80) = 158165 \text{ W}$$

$$P_{1r} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{P_{1r}}{\dot{m} \cdot c_p} = 200 - \frac{158165}{2 \cdot 1180,3} = 181,4 \text{ °C} \quad (44)$$

$$P_{1tr} = \frac{P_{1r}}{n_r} = \frac{158165}{26} = 6083 \text{ W} \quad (45)$$

$$\dot{m}_{\text{vypař.}} = \frac{P_{1tr}}{L_{vK}} = \frac{6083}{2500} = 2,4 \text{ g / s} \quad (46)$$

Hodnota je velmi nízká, ale vzhledem k nasycenosti spalin a teplotě trubic pod 100°C zde již začne kondenzovat vodní pára a tato hodnota může výrazně narůst. Tento fakt jsem pro výpočet pominul a počítám s ním až v poslední sekci.

### 7.1.5 Trubice s vodou o tlaku 4,5 kPa

Tab. 24 – vstupní hodnoty

		m	mm
průměr trubice	d	0,02	20
rozteč trubic	s <sub>1</sub>	0,03	30
polovina rozteče	s <sub>2</sub>	0,015	-
úhlopříčná rozteč	s	0,0213	21,21
délka trubic	l	0,8	800
plocha jedné trubice	S <sub>1T</sub>	0,0502655	50265,482
trubek na řadu	n <sub>r</sub>	-	26
šířka průtočného profilu	b <sub>p</sub>	-	275
šířka odtahu	b <sub>o</sub>	-	805
vstupní teplota do sekce	t <sub>1</sub> [°C]	100	
teplota varu média	t <sub>v</sub> [°C]	35	
plocha trubic jedné řady	S <sub>r</sub> [m <sup>2</sup> ]	1,3069025	
hmotnostní průtok spalin	$\dot{m}$ [kg/s]	2	
průtočná plocha	S <sub>p</sub>	0,22	
objemový průtok spalin	Q <sub>sp</sub> [M <sup>3</sup> /s]	1,66	
rychlost spalin	v <sub>sp</sub> [m/s]	7,5	
výparné teplo vody	L <sub>v</sub> [kJ/kg]	2500	
absolutní vlhkost spalin – vstup	$\phi_{vs}$ [g/m <sup>3</sup> <sub>sp</sub> ]	578	
absolutní vlhkost spalin – výstup	$\phi_{vys}$ [g/m <sup>3</sup> <sub>sp</sub> ]	39	

V této sekci se teplota spalin dostává pod 100°C a vodní pára, která je obsažena ve spalinách kondenzuje. Vycházím z předpokladu, že ke kondenzaci dojde až v této sekci, spaliny budou nasyceny a při jejich výstupu budou mít vlhkost odpovídající nasycenosti při 35°C (teplota trubic, na kterých bude pára kondenzovat).

Rozdíl množství vody na vstupu a výstupu odpovídá množství vykondenzované vody, která svoji kondenzací uvolní velké množství výparného tepla.

$$L_{vS} = \Delta\Phi \cdot L_v = 539 \cdot 2500 = 134750 \text{ J} \quad (47)$$

Při znásobení tohoto čísla objemovým průtokem se dozvíme, kolik energie uvolní vodní pára

$$P_{vypar} = L_{vS} \cdot \dot{V}_r = 1347500 \cdot 1,66 = 223685 \text{ W} \quad (48)$$

odečet  $\alpha$  – 301 W/m<sup>2</sup>K (viz příloha).

$$P_{1r} = \alpha \cdot S_r \cdot (t_1 - t_v) + (\Phi_{t1} - \Phi_{t2}) \cdot L_v \quad (49)$$

$$P_{1r} = 301 \cdot 1,307 \cdot (100 - 35) + (578 - 375) \cdot 2500 = 25571 + 232353 = 257924 \text{ W}$$

Podíl energie ze spalin a z kondenzované páry je přibližně desetinásobný. To dovoluje zmenšit sekci a zvyšuje užitečné vlastnosti zařízení.

Pro výpočet ochlazení spalin je použita pouze složka přestupu tepla, nikoli výparného tepla.

$$P_{1r} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2) \Rightarrow t_2 = t_1 - \frac{P_{1r}}{\dot{m} \cdot c_p} = 100 - \frac{25571}{2 \cdot 1150,3} = 88 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (50)$$

Pro tepelný výkon jedné trubice je započtena celková hodnota celé první řady.

$$P_{1tr} = \frac{P_{1r}}{n_r} = \frac{257924}{26} = 9920 \text{ W} \quad (51)$$

$$\dot{m}_{\text{vypař.}} = \frac{P_{1tr}}{L_{vK}} = \frac{9920}{2500} = 3,97 \text{ g / s} \quad (52)$$

Z vypočtených energetických poměrů je zcela zřejmé, že přes 90% výkonu trubice obstarává kondenzace vodní páry. Proto lze s přesností určit, kolik gramů vody zkondenzuje na jedné trubici (cca 3,6 g/s).



## 8 Optimalizační výpočty

Výpočet se bude zabývat optimalizací podmínek v rekuperátoru. Teoretické rozložení trubíc, jejich průměrů a roztečí. Tyto parametry jsou závislé na vstupních veličinách (rychlost, hustota a složení spalin, velikost a rozteč trubíc), které se výrazně mění s pohybem v rekuperátoru.

### 8.1 Velikost rekuperátoru v závislosti na průměru a rozteči trubíc

Velikost trubíc a jejich rozteč zásadně ovlivňuje výkon zařízení vztažený na jednotku půdorysné plochy při zachování výšky kanálu. Pro příklad jsem zvolil chlazení spalin z 1000 na 400°C.

Výpočet byl realizován v programu Excel pro tyto hodnoty:

Tab. 25 – průřez kanálu je pro všechny rozteče 800 x 800 mm (rozměry v tabulce jsou v mm).

rozteč [mm]	150	110	80	70	50	30	25	18
průměr [mm]	100	75	50	40	30	20	15	10
délka kanálu [mm]	4500	2970	2240	1960	1100	420	400	288

Pro lepší představu jsem z vypočtených dat sestrojil graf. Jeho zdánlivá neplynulost je zaviněna malým počtem hodnot v grafu. i přesto je patrné, jaké průměry jsou nejvýhodnější. Proto bych považoval za správné volit pro zařízení větších výkonů průměr trubíc 20 mm.

Obr. 21 – závislost rozměrů kanálu na rozměrech trubice



## 8.2 Závislost Reynoldsova čísla na průměru trubice

Tab. 26 - Hodnota Reynoldsova čísla určuje druh proudění.

hodnota Re	druh proudění
< 4000	laminární
4000 – 6000	přechodová oblast
> 6000	turbulentní

Pro platnost vztahů, které určují součinitel přestupu tepla, je nutné se držet v turbulentní oblasti. V této oblasti je také přestup tepla daleko výraznější než při laminárním proudění.

Výpočet Reynoldsova čísla vychází z charakteristického rozměru obtékané součásti (v našem případě průměr trubice), kinematické viskozity a rychlosti spalin.

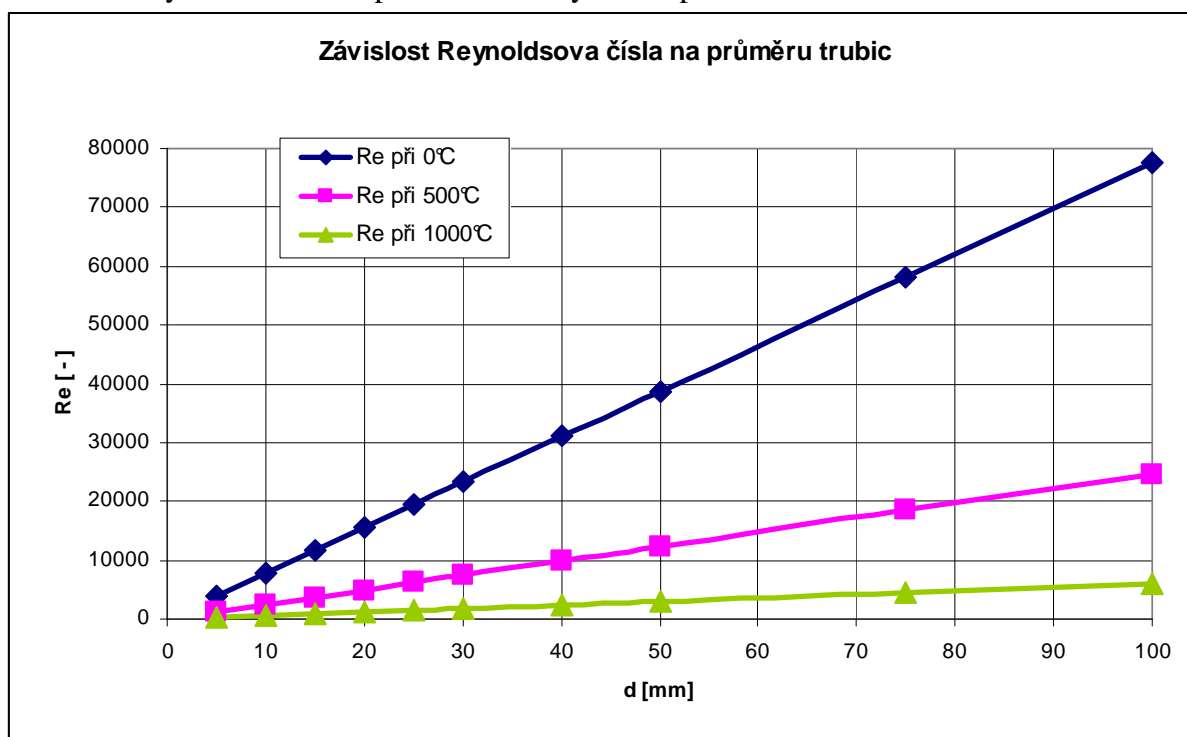
$$Re = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (53)$$

Protože se kinematická viskozita mění s teplotou, uvedu příklad pro teploty 1000, 500 a 0°C. Rychlost spalin jsem pro názornost výpočtu uvažoval vždy 10 m/s (36 km/h).

Tab. 27

teplota spalin [°C]	0	500	1000
kinematická viskozita [m <sup>2</sup> /s.10 <sup>6</sup> ]	12,89	40,50	167,87
průměr trubice [mm]	Reynoldsova čísla [–]		
5	3878	1235	298
10	7757	2469	596
20	15514	4938	1191
30	23271	7407	1787
50	38785	12345	2978
75	58177	18518	4468
100	77570	24691	5957

Obr. 22 – Reynoldsovo číslo při konstantní rychlosti proudění

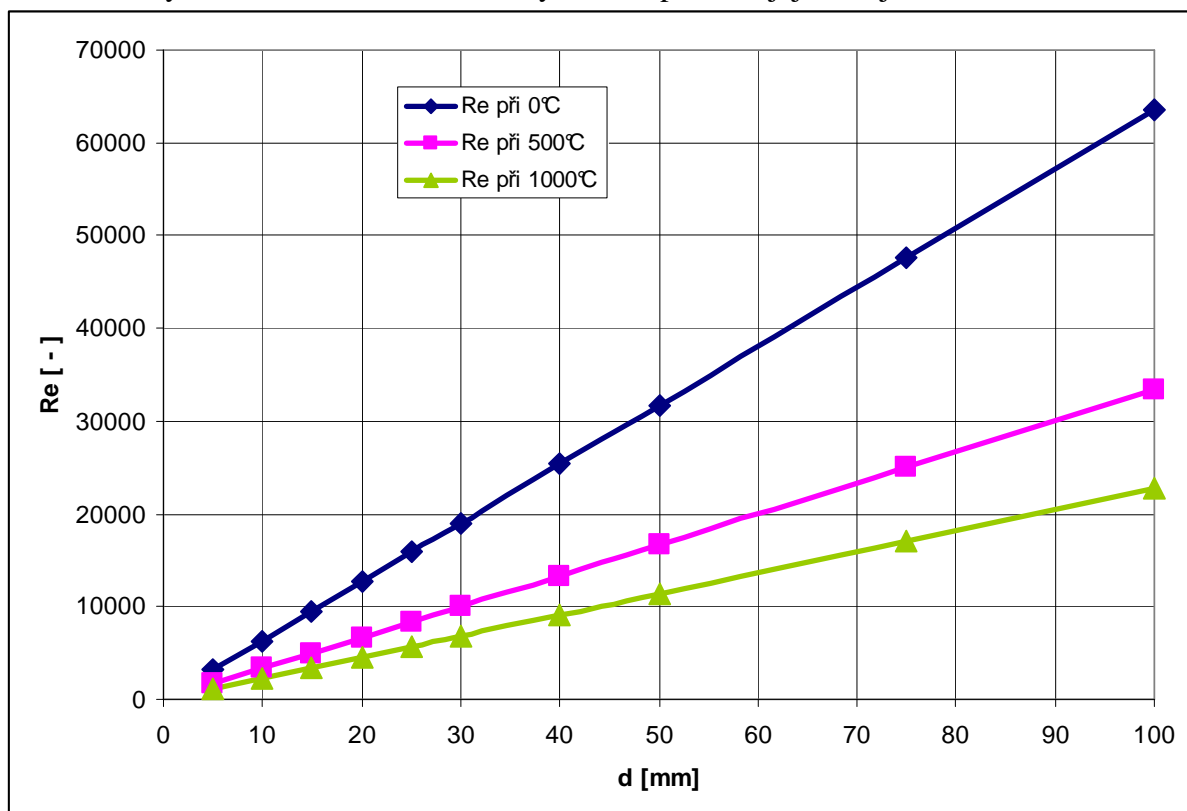


Z grafu vyplývá, jak při vyšších teplotách klesá  $Re$  a poukazuje na potenciální nebezpečí, které se skrývá v poklesu rychlosti spalin pod stanovenou hranici. Tento fakt je ale eliminován objemem spalin, který je cca 5 x větší při  $1000^{\circ}\text{C}$  než při  $0^{\circ}\text{C}$ . Z toho vyplývá, že rychlost spalin bude větší a tyto dva efekty se navzájem potlačují. Pro zajímavost uvedu tuto závislost v grafu, kde opravím rychlost spalin, podle jejich aktuálního objemu.

Tab. 28

teplota spalin [ $^{\circ}\text{C}$ ]	0	500	1000
$\rho_{\text{spalin}}$ [ $\text{kg/m}^3$ ]	1,2213	1,1253	1,0293
průměr trubice [mm]	Reynoldsovo číslo [–]		
5	3176	2679	2321
10	6351	5357	4641
15	9527	8036	6962
20	12703	10714	9282
25	15878	13393	11603
30	19054	16071	13923
40	25406	21428	18565
50	31757	26785	23206
75	47635	40178	34809
100	63514	53571	46412

Obr. 23 – Reynoldsovo číslo v závislosti rychlosti spalin na jejich objemu



Graf ukazuje, jaký vliv má aktuální objem spalin na  $Re$ . Jeho hodnoty se k sobě velmi přiblížily započtením objemu spalin. Rozdíl je nyní méně než trojnásobný, což zjednodušuje výrobu a dodržení toho parametru.

### 8.3 Rychlost spalin v závislosti na jejich objemu

Spaliny při průchodu rekuperátorem významně mění svůj objem. Pokud chceme dodržet konstantní průřez rekuperátoru po celé jeho délce, bude se nám měnit rychlost spalin.

Vstupní hodnoty byly vzaty tyto:

$$\dot{m} = 2 \text{ kg/s}$$

$$S = 0,22 \text{ m}^2$$

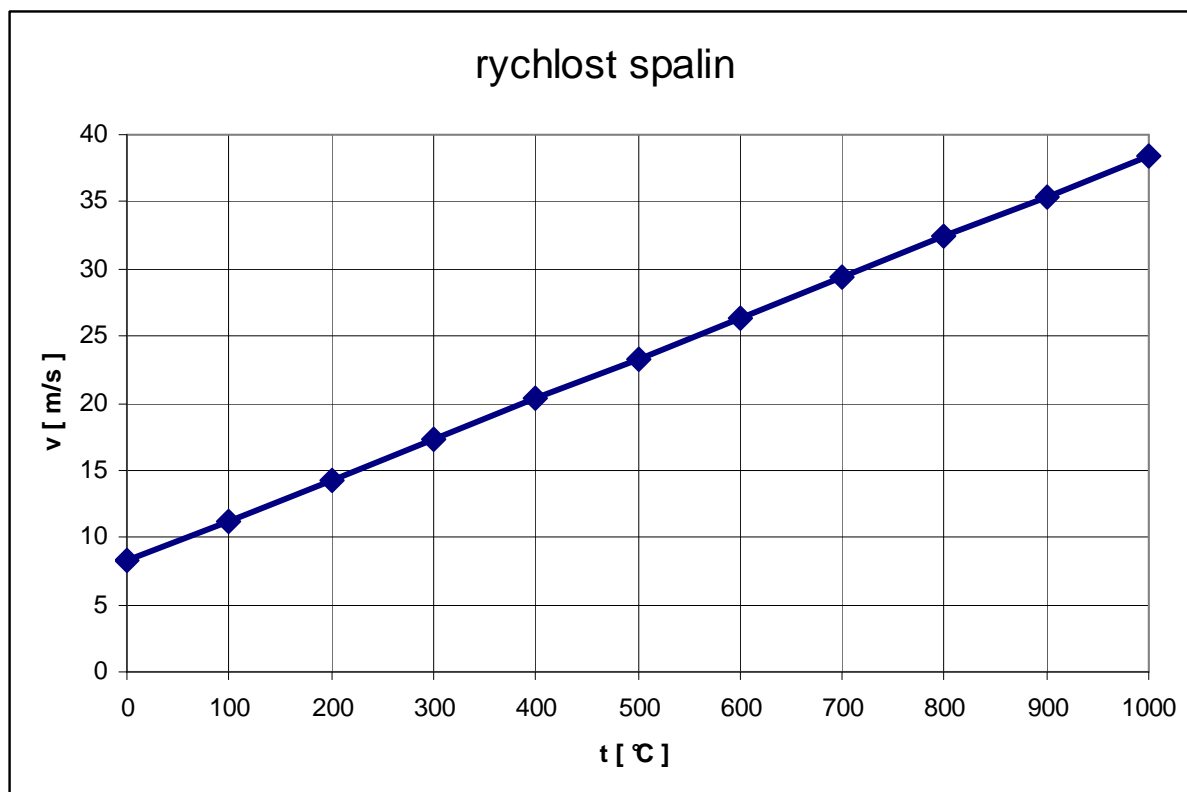
Použité vztahy:

$$v = \frac{\dot{m}V}{S} = \frac{2 \cdot 0,9055}{0,22} = 8,23 \text{ m/s} \quad (54)$$

Tab. 29

°C	0	200	400	600	800	1000
hustota [kg/m <sup>3</sup> ]	1,2213	1,0293	0,8373	0,6453	0,4533	0,2613
objem spalin [m <sup>3</sup> ]	0,9055	1,5695	2,2335	2,8975	3,5615	4,2255
rychlost spalin [m/s]	8,23	14,27	20,3	26,34	32,37	38,41

Obr. 24



Z grafu je patrné, že rychlost spalin po neměnném průřezu velmi rychle klesá. Tento jev je příznivý pro návrh ventilátoru, který je umístěn na konci rekuperátoru, kde teplota a potažmo i objem spalin je nejmenší. Naopak snižováním rychlosti se také snižuje Reynoldsovo číslo, které má svou mezní hranici, o tomto vlivu na  $Re$  jsem se už zmínil v kapitole 4. 2.

## 8.4 Zhodnocení optimalizačních výpočtů

Za výsledek optimalizačních výpočtů považuji výstupy (jak tabulkové, tak grafické) hlavních faktorů, které ovlivňují účinnost celého systému. Z výše uvedených charakteristik je třeba volit pro konečný návrh rozumný kompromis, protože požadované a potřebné parametry jdou proti sobě (viz tabulka 29).

Tab. 30

možnost realizace	nevýhoda
menší počet velkých trubic	neúměrné zvětšení zařízení
velký počet malých trubic	nutnost velké rychlosti spalin
malá rychlost spalin	zmenšení $\alpha$ a následné zvětšení zařízení
velká rychlost spalin	nárůst tlakových ztrát, vysoké $\alpha$ , vyšší nároky na ventilátor
velký průřez kanálu	malá rychlost spalin, malá délka zařízení, malé $\alpha$
malý průřez kanálu	velká rychlost spalin, větší délka kanálu, velké $\alpha$ , velké tlakové ztráty
sycení spalin vodní párou	problémy s konstrukcí stěn pece, velké množství kondenzátu, problémy s rozprašovači vody za použití při vysokých teplotách
chlazení spalin nad rosný bod	nárůst velikosti zařízení v důsledku nevyužití výparného tepla vodní páry, nutnost velkého průtoku spalin

## 9 Závěr

Práce naznačila možnosti použití tepelných trubíc při rekuperaci tepla, co se týká použití pro velké výkony. Výhoda této technologie spočívá v rozměrovém zmenšení rekuperátoru, rozsahu pracovních teplot a poměrně jednoduché konstrukci.

Dále jsem v práci popsal několik závislostí, které ovlivňují účinnost procesů v rekuperátoru a naznačil možnost jejich řízení. Tak jako každá technologie mají i tepelné trubice svoje omezení a nevýhody, které jsem podrobně popsal a naznačil řešení.

Řízení výkonu rekuperátoru lze jednoduše dosáhnout regulací ventilátoru, v budoucnu s použitím moderních snímačů a řízení počítačem půjde dosáhnout velmi přesných hodnot jak na výstupu teploty spalin, tak na výstupu množství a teploty užitkové vody.

## 10 Použité zdroje

- [ 1 ] Geoffrey F. Hewitt: Heat Exchanger Design Handbook
- [ 2 ] Ing. Dr. Jaromír Cihelka a kol.: Vytápění, větrání a klimatizace
- [ 3 ] <http://www.rekuperace.cz/>
- [ 4 ] [http://www.svethardware.cz/art\\_doc-65D63DE45D7F238AC125726C0070D361.html](http://www.svethardware.cz/art_doc-65D63DE45D7F238AC125726C0070D361.html)
- [ 5 ] <http://www.rekuper.cz/>
- [ 6 ] Mikulčák J. a kol., Matematické, fyzikální a chemické tabulky, SPN, Praha 1989
- [ 7 ] Ražnjević K., Termodynamické tabulky, Alfa, Bratislava 1984
- [ 8 ] [http://www.energetik.cz/hlavni3.html?m1=/zakony/152\\_2001.html](http://www.energetik.cz/hlavni3.html?m1=/zakony/152_2001.html) (norma TUV)
- [ 9 ] <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=24> (aktuální k 14. 5. 2010)
- [ 10 ] B.P. Těběňkov, *Rekuperátory průmyslových pecí*, přeložil Dr. Zdeněk Knězek , Praha, SNTL 1957

Pozn.: internetové odkazy byly aktuální 26. 1. 2010.